



TITLE:

自動脱穀機の脱粒機構の解析(Dissertation_全文)

AUTHOR(S):

梅田, 幹雄

CITATION:

梅田, 幹雄. 自動脱穀機の脱粒機構の解析. 京都大学, 1992, 博士(農学)

ISSUE DATE:

1992-03-23

URL:

<https://doi.org/10.11501/3088616>

RIGHT:

②

自動脱穀機の脱粒機構の解析

1992

梅田 幹雄

目 次

第1章 はじめに	1
第2章 稲の振動特性の解析	
2.1 茎, 穂軸および枝梗の曲げ剛性	4
2.2 曲げ剛性および質量の測定	5
2.3 フレキシビリティ・マトリクスの作成	11
2.4 モーダル解析	15
2.4.1 理論	15
2.4.2 固有振動数の解析	17
2.5 考察およびまとめ	18
第3章 こぎ室内での稲の運動解析	
3.1 基本的考え方	21
3.1.1 こぎ室内での稲のモデル	21
3.1.2 インボリュート曲線の原点Cの軌跡	23
3.1.3 穀粒の軌跡	23
3.2 こぎ胴軸方向の運動	26
3.2.1 こぎ歯が傾斜角 ϕ を持つ場合	26
3.2.2 こぎ歯が傾斜角を持たない場合	27
3.3 穂軸等に生じる力	32
3.4 こぎ胴軸法線方向の運動	34
第4章 穀粒の受ける力積と脱粒の関係	
4.1 はじめに	37
4.2 脱粒機構の解析	37
4.2.1 衝突時のこぎ歯と穀粒の姿勢の考察	37
4.2.2 衝突時に穀粒の受ける力積	39
4.2.3 力積と脱粒力ー枝梗の力学モデル	40
4.2.4 引張試験による4要素の同定	41

4. 3 枝梗の引張試験	4 2
4. 3. 1 試験装置および方法	4 2
4. 3. 2 試験結果および考察	4 4
4. 4 衝突後の穀粒の速度	4 9
4. 5 脱粒確率としてのシグマ確率	5 0
4. 5. 1 脱粒に必要な速度	5 0
4. 5. 2 シグマ確率	5 1
4. 6 シグマ確率別の脱粒に必要な穀粒の速度	5 2
4. 7 まとめ	5 4

第5章 模型実験機による実験

5. 1 実験の目的	5 5
5. 2 脱穀時の基礎方程式	5 7
5. 2. 1 x y 面での稲の運動	5 7
5. 2. 2 こぎ歯と穂軸等に作用する力	5 9
5. 2. 3 z x 面での稲の運動	6 0
5. 3 こぎ歯に作用する力	6 1
5. 4 脱穀エネルギー	6 5
5. 5 脱穀模型実験 A	6 6
5. 5. 1 実験装置 A と方法	6 6
5. 5. 2 実験 A の結果と考察	6 7
5. 6 脱穀模型実験 B	6 9
5. 6. 1 実験装置 B および方法	6 9
5. 6. 2 実験 B の結果および考察	7 1
5. 6. 3 エネルギーによる脱穀理論の実証	7 3
5. 7 まとめ	7 5

第6章 脱粒過程の解析

6. 1 はじめに	7 6
6. 2 脱粒過程の記述	7 6
6. 3 脱粒率 h_d の導出	7 7
6. 4 Weibull 分布による脱粒過程の記述	7 9

第7章 脱粒分布実験

7. 1 実験の目的	8 2
7. 2 実験装置および方法	8 3
7. 2. 1 実験装置	8 3
7. 2. 2 実験方法	8 6
7. 3 実験結果および考察	8 9
7. 3. 1 落下粒の取扱い方	8 9
7. 3. 2 列方向, 行方向の脱粒分布	9 1
7. 3. 3 品種別脱粒分布の結果と考察	9 1
7. 3. 4 日本晴脱穀条件別脱粒分布結果と考察	9 3
7. 4 Weibull 解析による脱粒分布の考察	9 5
7. 4. 1 実測脱粒率と Weibull 解析	9 5
7. 4. 2 重量分布と粒数分布の比較	9 6
7. 4. 3 同一条件でのばらつきおよび品種の影響	9 7
7. 4. 4 位置および供給順序の影響	9 8
7. 4. 5 脱穀条件の影響	1 0 0
7. 4. 6 供給条件の影響	1 0 1
7. 4. 7 Weibull 解析の有効性	1 0 2
7. 5 重み関数の推定	1 0 2
7. 5. 1 重み関数 w_2 の推定	1 0 2
7. 5. 2 重み関数 w_{1j} の推定	1 0 4
7. 5. 3 衝突率からの脱粒率の算出	1 0 4
7. 6 まとめ	1 0 7

第8章 所要動力のダイナミクス

8. 1 はじめに	1 0 8
8. 1. 1 自脱の負荷特性(1) — 履歴現象	1 0 8
8. 1. 2 自脱の負荷特性(2) — 要因別負荷分析	1 1 2
8. 1. 3 離散時間システムによる履歴現象の表現	1 1 3
8. 2 軸トルク負荷成分	1 1 5
8. 2. 1 フィードチェーン軸トルク	1 1 5
8. 2. 2 こぎ歯と茎の衝突によるこぎ胴軸トルク	1 1 5
8. 2. 3 脱粒のためのこぎ胴軸トルク	1 1 7
8. 2. 4 過度のチャフの存在によるこぎ胴軸トルクの増加	1 1 8
8. 3 状態方程式によるダイナミクスの記述	1 2 0

第9章 システム同定	
9.1 所要動力計測実験	122
9.1.1 実験装置および方法	122
9.1.2 実験結果および考察	124
9.2 負荷軸トルク成分のトルク係数の同定	127
9.2.1 同定法	127
9.2.2 フィードチェーン軸トルク係数の同定	128
9.2.3 こぎ歯と茎の衝突および 過度のチャフによるこぎ胴軸トルク係数の同定	129
9.2.4 脱粒のためのこぎ胴軸トルク係数の同定	131
9.3 シミュレーションによる確認	133
9.4 脱粒のためのこぎ胴軸トルク係数と脱粒力との関係	136
9.5 まとめ	137
第10章 おわりに	138
付表 脱粒分布および所要動力計測実験全条件	142
謝辞	148
参考文献	149

収穫作業は耕うん作業と並んで大きな労力と経費を必要とするため、欧米においては早くから機械化が進められ、コンバインが開発されてきた。また、脱穀に関する研究も古くから行われてきた¹⁻³⁾。コンバインは自走式のプロセスマシン³¹⁾といわれるように、刈り取り、脱穀、選別および搬送と多数の作業を同時に行うため、脱穀部の研究と並行して、各部の負荷バランスをとるための制御や、傾斜地での姿勢制御など自動制御の研究も早くから行われてきた⁷⁾。脱穀方式についても各種検討された⁴⁾。しかし、普通コンバインとしては、直流脱穀シリンダと大型のストローラックを備えた機械が主流であった。近年になって処理能力の向上から新しい脱穀選別機構が普及してきた^{5, 15, 40)}。自動制御についても負荷のみでなく穀粒損失を最小とすることを目的とした方式¹¹⁾が試みられ、現在でも緩やかではあるが進歩している。

わが国においては、収穫対象が穀稈の剛性の低い、脱粒難の稲であるため、独自の穂先供給式の回転脱穀機¹⁶⁾が発達した。この脱穀機は人力用の足踏み式脱穀機¹⁶⁾から動力脱穀機¹⁶⁾、自動脱穀機（以下自脱という）と発展し、多くの改良が加えられた。脱穀機の研究としては1950年代半ばから開始され動力脱穀機の受網下の脱穀物分布の研究⁵⁴⁻⁵⁷⁾、および900コマ/秒の高速度撮影による脱穀過程の研究などが報告されている⁵⁸⁾。1960年代には、脱穀部に自脱を搭載したわが国独自の自脱コンバインが開発され、同時期に開発された歪ゲージを用いて、コンバイン各部の所要動力の計測による負荷解析が行われ^{17, 29)}、実機による性能試験を中心とする研究が実施された^{8, 9)}。自脱コンバインの自動制御に関する研究も1970年代はじめから開始され^{31, 32)}、1970年代半ばには電子制御を取り入れた適応制御の研究が行われ²⁵⁻²⁷⁾実用期に入った⁶⁵⁾。1980年代にはマイクロコンピュータを使用した制御装置が搭載されるようになった⁵²⁾。

自脱以外の脱穀機の研究としては、穂刈式小型コンバイン^{70, 71)}、コーン型スレシャー^{44, 45)}、複胴による懸垂脱穀³⁷⁾、立毛脱穀の研究³⁵⁾が行われた。しかし、水稻には自脱が最も適しており、これらの脱穀機は広く普及するまでには至っていない。これまで、わが国で脱穀機といえば自脱であったが、水稻の減反政策のため、

麦、大豆の相対的比重が高まり、麦、大豆といった米以外の作物への適応性およびコンバインの大型化に対応するため、生物系特定産業技術研究推進機構でスクリュ型脱穀機が研究され¹⁸⁻²²⁾、農機メーカーで生産が開始された。普通コンバインの軸流型の普及と同様わが国でも、自脱に変わる脱穀機が緩やかではあるが普及しつつある。このように、多くの研究が行われた結果、穀物用脱穀の研究は終了したと考えられたのか、農業機械学会誌においては、1986年の李の報告⁴⁵⁾を最後にここ数年研究報告がなされていない。

一方、自脱コンバインの自動制御系の解析の研究について⁶⁵⁾、脱穀機の脱粒機構を考えると、エンジンの調速や油圧回路の解析については、実用上十分な理論式が使用されているが、脱穀部については1次遅れ系で近似されているだけで不十分である。これは、エンジンの調速や油圧回路については、たとえば文献^{62, 63, 66)}のような教科書あるいは教科書の文献が存在するのに対して、自脱の負荷特性については力学的考察を行った研究が少なかったためではないかと考えられる。現在の機械設計は電子制御やインテリジェント化を前提として、これらが適切に機能するように行われるべきであり、電子制御がうまく機能するためには、対象システムのモデリングと理論解析が不可欠である。しかし、自脱の脱粒機構については現在でも不明な点が多く³⁰⁾、制御対象としての理論解析は十分とはいえない。

本研究は、電子制御を前提としたコンバインの脱穀部の設計を行うことを最終目標として、脱粒機構の解析を行ったものである。

脱粒機構の解析の対象として自脱を取り上げた理由の一つは、堀端の論説¹³⁾である。一部を引用すると、”・・・現在、技術革新のトリガーとして新素材・エレクトロニクス等が中心技術であることは今更言うまでもない。と言ってこれらの技術が脱穀機の基本機能を改変するには至っていない。脱穀方式やフィードチェーンによる搬送方式といった古典的技術も、コンバインとなってからも余り変わっていない部分である。が、数ある収穫機の中で省エネルギーの見地からは、自脱型が絶対的強みを持っていることは論を待たない。この強みを生かし、新しいトリガー技術によって、更にエネルギー効率の向上が、小型化が、軽量化が計れないものだろうか。・・・”。脱穀機の設計を考える場合、日本では稲の収穫を第一に考える必要がある。茎、穂軸および枝梗の剛性が低く、脱粒難の稲の脱穀では、品質および消費動力の両面から、現状の穂先供給式が最も有利と考えられる。

2番目の理由は、脱穀機のような現象の複雑な機械の解析を行う場合、機械としての完成度が高く、なぜこのような構造となっているのか、これまでの報告結果はなにを意味しているのか等の解釈を通じて、研究を行える有利さがある。自脱は足踏み式脱穀機の出現以来、これまで多くの改善がなされ高性能化が計られてきたが、基本構造はほとんど変わっておらず、多くの技術や経験が集積されていて⁷²⁾、研究報告も多い。したがって、自脱を使用して稲の脱粒機構の解析を行うことにした。

自脱の負荷変動の特徴は、稲がフィードチェーンによってこぎ室内を数秒間にわたって通過しながら、脱穀作用を受けることである。このため、こぎ胴軸トルクはこぎ室内の稲の脱穀抵抗トルクの累積されたものとなり、供給量の変動に対するこぎ胴軸トルクは履歴現象となる³⁸⁾。この点が短時間に脱穀部を通過する普通コンバインと異なる。また、こぎ歯と穀粒の衝突時の姿勢、衝突確率およびフィードバック作用も普通コンバインと異なる。このため、自脱の脱粒機構の解析には上記の現象を考慮して、こぎ室内でのこぎ歯と穀粒の衝突時の姿勢の考察を行うための稲の運動解析、運動解析を行うための稲の振動特性の解析、穀粒の受ける力積と脱粒の関係、および、こぎ歯と穀粒の衝突確率を解析することが必要である。次に、これらの解析結果をパラメータとして考慮した負荷変動のダイナミクスを状態方程式に記述する必要がある。

本研究は、稲の振動特性、こぎ室内での稲の運動、こぎ歯と穀粒の衝突時の姿勢、穀粒の受ける力積と脱粒の関係、脱粒確率過程、および、負荷変動のダイナミクスを理論的に明らかにした。次に、脱粒性や剛性が異なる日本晴、アケボノおよび密陽23の茎、穂軸および枝梗の曲げ剛性と質量、脱粒力（穀粒を小枝梗から分離するのに必要な引張力）、枝梗の等価ばね定数の解析に必要な稲の物理特性を実測を行い、これらの結果を用いて、2種類の模型実験機による実験と自脱を用いての脱粒分布および負荷計測実験により、理論と実験の両面から”自動脱穀機の稲の脱粒機構”を明らかにしたものである。

2.1 茎、穂軸および枝梗の曲げ剛性

こぎ室内での稲の運動を解析するためには、まず、稲の振動特性を把握する必要がある。このためには、茎、穂軸および枝梗の曲げ剛性を求める必要があり、はじめに、曲げ剛性の解析法について述べる。

稲は、その形状から穂の先端に近づく程曲げ剛性が低下する。麦稈は外径が距離の2乗に比例して細くなるため、これによって剛性を求めた報告がある⁽⁴⁸⁾。稲も茎の外径はほぼ距離の2乗に比例して細くなるが、この方法で解析すると根元の剛性が高くなりすぎる。稲の曲がり状態を観察するとある点で等曲率となることから、本研究では剛性 EJ が長さに比例して変化する平等強さのはりとして近似する。剛性が長さに比例して変化するはりのモデルを図2.1に示す。

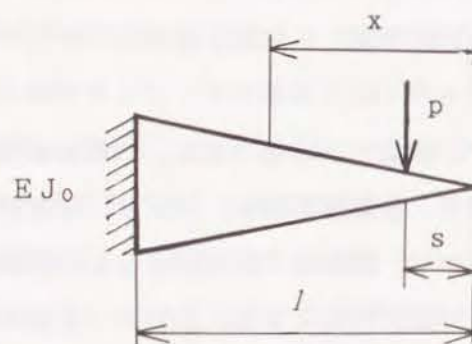


図2.1 平等強さのはり

位置 x での曲げ剛性 EJ と荷重 p に対するモーメント M は

$$\text{曲げ剛性} \quad : \quad EJ = EJ_0 \frac{x}{l} \quad (2.1)$$

$$\text{曲げモーメント} \quad : \quad M = p(x-s) \quad (2.2)$$

となる。ここで、 EJ_0 : 根元の剛性

x : 先端からたわみを求める位置までの距離

l : 全長

s : 先端から荷重点までの距離

曲率は、はりの公式にしたがって

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{EJ} = \frac{p(x-s)}{EJ_0} \frac{l}{x} = \frac{p l}{EJ_0} \left(1 - \frac{s}{x}\right) \quad (2.3)$$

となる。傾斜 θ とたわみ y は

$$\theta = \int \frac{d^2 y}{dx^2} dx = \frac{p l}{EJ_0} (x - s \log |x| + C_1) \quad (2.4)$$

$$y = \int \theta dx = \frac{p l}{EJ_0} \left\{ \frac{x^2}{2} - s(x \log |x| - x) + C_1 x + C_2 \right\} \quad (2.5)$$

となる。 C_1, C_2 は積分定数である。片持はりでは、 $x=l$ にて

$$\theta = 0, \quad y = 0 \quad (2.6)$$

から積分定数は

$$C_1 = -1 + s \log |l| \quad (2.7)$$

$$C_2 = -\frac{l^2}{2} - s l \quad (2.8)$$

片持はりの傾斜 θ とたわみ y は

$$\theta = \int \frac{d^2 y}{dx^2} dx = \frac{p l}{EJ_0} \left(x - l - s \log \left| \frac{x}{l} \right| \right) \quad (2.9)$$

$$y = \int \theta dx = \frac{p l}{EJ_0} \left\{ \frac{(l-x)^2}{2} - s x \log \left| \frac{x}{l} \right| - s(l-x) \right\} \quad (2.10)$$

となる。式(2.10)から試験片の荷重 p とたわみ y の関係を求めれば、曲げ剛性 EJ_0 が求められる。

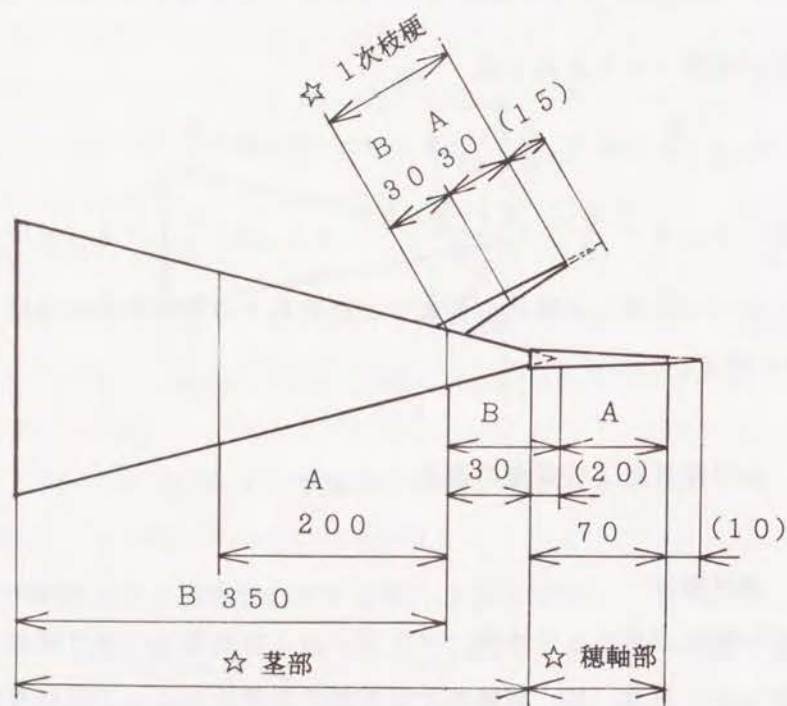
2.2 曲げ剛性および質量の測定

(1) 曲げ剛性

脱粒性や剛性が異なる日本晴、アケボノおよび密陽23の曲げ剛性と穀粒の質量の実測を行った。稲は、茎、穂軸および枝梗の各部位によって剛性が異なるため、それぞれを独立のはりとして近似する。図2.2に示す茎、穂軸および枝梗の3箇所から、図2.3に示す、A、B 2箇所計6種の試験片を各10個以上切り出し、片持はりとして矢印部に荷重をかけたたわみを測定した。

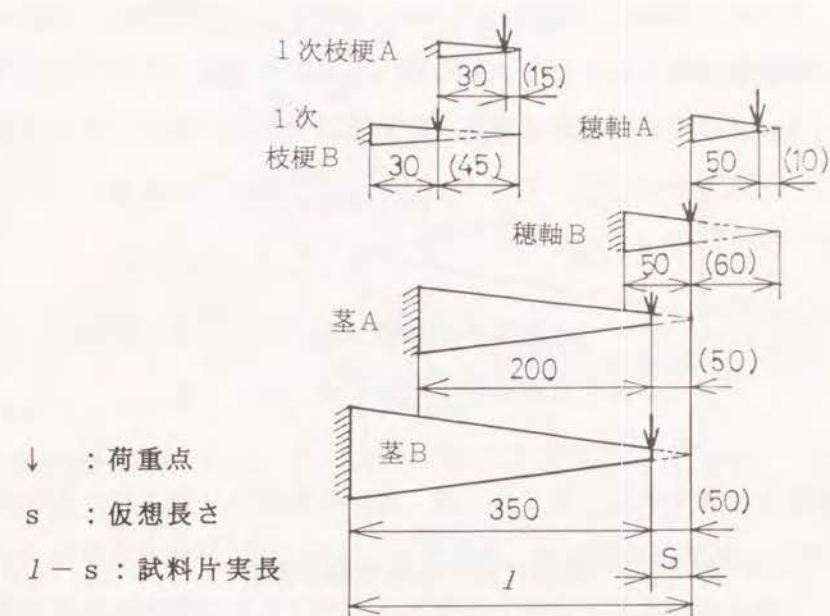
切り出だした6種の試験片の寸法諸元を図2.3に示す。1試料について3個以上の荷重を用意し順次増加しその後減少させ、計5点以上のそれぞれについて EJ_0 を算出し、平均値をその試料の曲げ剛性とした。供試材料は応力緩和の特性があるが、すばやく測定すると荷重とたわみは比例した。しかし、荷重を減少させるとき、完全に元に回復することではなく、測定値が低くなる傾向が見られた。供試片の長さは $l-s$ であり、実測結果から EJ_0 を算出の際には、 s の長さを想定する必要がある。 s の長さにより同じ測定値を用いても、 EJ_0 の算出値は変化する。このため、試料A、Bの測定値から算出した EJ_0 の差、および連続点での変化が最小となるよう s を決定した。

供試材料には、脱粒難品種として日本晴を、脱粒易品種としてアケボノ、および茎の剛性の違いを考慮してインディカとジャポニカの交配品種の密陽23を用いた。試料採集は、日本晴と密陽23は京都大学農学部附属京都農場、アケボノは同附属高機農場から採集した。測定結果を表2.1に示す。



☆印間を等曲率と仮定

図2.2 試料切り出し部



単位 (mm)

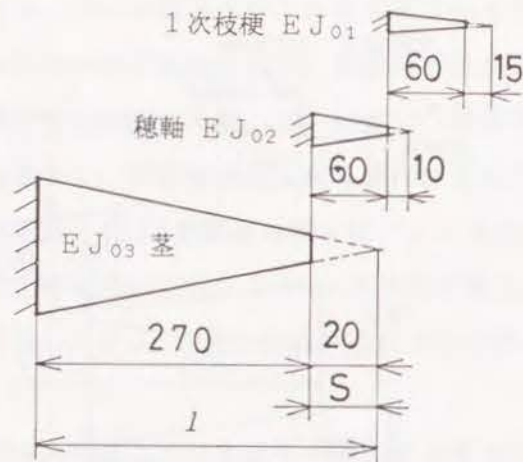
図2.3 試験片切り出し部位および長さ

表2.1 品種別部位別曲げ剛性実測値

		曲げ剛性の単位 Nmm^2					
品種	部位	枝梗A	枝梗B	穂軸A	穂軸B	茎A	茎B
切出長	$l-s$ (mm)	30	30	50	50	200	350
仮想長	s (mm)	15	45	10	60	50	50
日本晴 (73.5%)	EJ_0	1.79	2.99	36.9	199	4411	5883
	σ	0.59	1.31	16.5	46.9	1629	1551
日本晴 (19.9%)	EJ_0	2.32	3.18	47.7	159	3213	4786
	σ	0.71	1.18	18.3	46.9	1022	1876
アケボノ (73.0%)	EJ_0	2.11	3.51	177	516	3681	7536
	σ	0.91	1.10	144	160	1071	1406
密陽23 (81.1%)	EJ_0	1.89	2.92	224	--	--	24514
	σ	0.42	0.90	112	--	--	8604

品種名下の () 内は含水率(wb)

EJ_0 は平均値を、 σ は標準偏差を示す。



単位 (mm)

図 2.4 解析に用いる標準稲の長さ

表 2.2 解析時に使用する標準稲の部位別長さと曲げ剛性

曲げ剛性の単位 Nmm^2

部 位		枝梗	穂軸	茎
実 長	$l - s$ (mm)	60	60	270
仮想長	s (mm)	15	10	20
日本晴	平均値	3.0	49	4200
	最 大	5.6	93	6500
	最 小	1.7	27	3100
日本晴	平均値	3.2	64	3400
	最 大	5.5	112	6200
	最 小	2.0	39	2100
アケボノ	平均値	3.5	240	5400
	最 大	5.7	620	7500
	最 小	2.4	44	4400
密陽23	平均値	2.9	300	17000
	最 大	4.7	600	30000
	最 小	2.0	150	11500

こぎ室内での穂の位置から脱穀時のフィードチェーン部までの距離を考慮して、以後の解析には標準稲として図 2.4 の長さと表 2.2 の値を用いた。曲げ剛性の最大値 $EJ_{0\max}$ と最小値 $EJ_{0\min}$ は、実測値のばらつきと稲の固有振動数の変動の範囲を求めるという曲げ剛性の使用目的を考慮して次式にて決定した。

$$EJ_{0\max} = \bar{EJ}_0 + 2\sigma \quad (2.11)$$

$$EJ_{0\min} = \bar{EJ}_0 - \sigma \quad (2.12)$$

ここで、 \bar{EJ}_0 : 曲げ剛性の平均値

σ : 曲げ剛性の標準偏差である。

供試材料 (日本晴) の熟期別の籾、葉、茎上部、茎中央部および茎下部の含水率 (wb) の変化を図 2.5 に示す。この結果、籾の水分は登熟とともに減少するが、葉や茎の水分は熟期によってほとんど変化しないことがわかった。

なお、本研究の水分測定は全て、 105°C 、24 時間乾燥法にて行った。

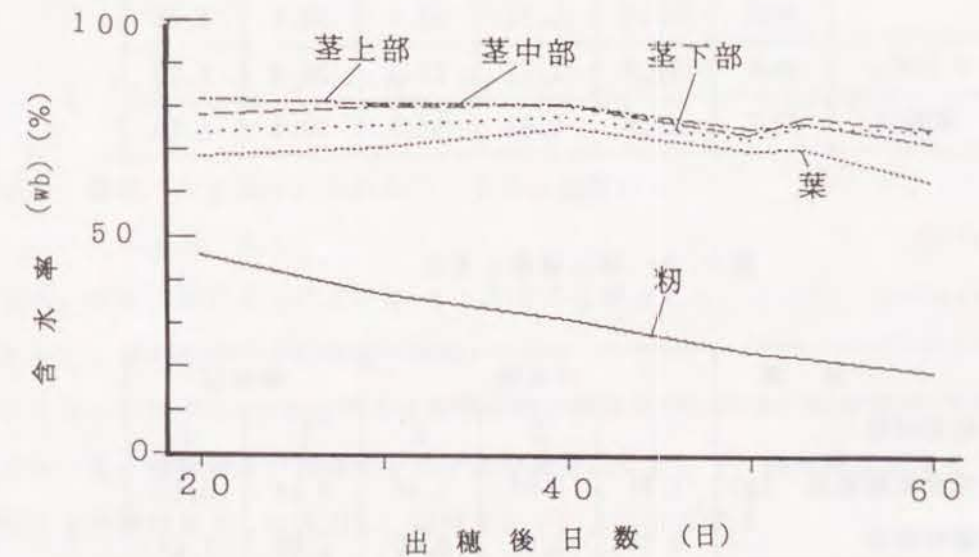


図 2.5 日本晴、熟期・部位別含水率 (wb) の変化

(2) 質量

曲げ剛性ととも、振動解析に必要な穀粒の質量を求めた。穀粒の質量を表2.3に穂の質量及び長さを表2.4に示す。水分の影響を除去するため、完全乾燥質量を測定した。なお、解析時には含水率から推定した湿潤質量を適宜用いた。ここで、採集ほ場1, 2, 3とは、穂の質量と長さはほ場による差が著しいためほ場別のデータを示したものである。

表2.3 稈実粒質量

品 種	出穂 後 日数	完全 乾燥 質量 (mg)	標準 偏差 σ	含水 率 (wb) (%)	湿潤 換算 質量 (mg)	標準 偏差 σ
日本晴	20日	21.9	1.58	45.7	40.4	2.91
	30日	20.9	2.81	36.9	33.2	4.55
	40日	23.7	2.33	31.2	34.4	4.09
	50日	22.9	1.72	23.1	30.0	2.25
アケボノ	40日	25.7	1.77	27.3	35.3	2.03
密陽23	40日	25.9	1.49	34.5	39.4	2.28

表2.4 穂の質量と長さ

品 種	日本晴			密陽23	
採集ほ場	1	2	3	1	2
完全乾燥質量 (g)	1.31	1.98	1.34	3.14	3.63
標準偏差	0.29	0.40	0.20	1.00	1.04
穂の長さ (mm)	143	163	150	214	224
標準偏差	22.3	16.8	16.5	11.7	21.7

2.3 フレキシビリティ・マトリクスの作成

振動特性の解析法には、変位法と力法の2種類がある。複雑な構造物では変位法により有限要素法を用いるのが一般的であるが、片持はりとして扱える自脱のこぎ室内での稲の振動特性の解析については、力法または影響係数法と呼ばれる方法が有利である。このため、本研究では、稲の振動特性を影響係数法により解析する。

稲は、穂軸に10本程度の1次枝梗があり、各1次枝梗に約10粒の穀粒の付いた分岐系であるが、計算目的から1本のはりとし、穀粒も集中させて数自由度の集中定数系として近似する。

弾性はりでは集中荷重とたわみは比例するので、 j 点に荷重 p_j が作用するとき、各点のたわみ y_j は1つ1つの荷重によるたわみを重ね合わせれば良い。そこで、荷重 p_j とたわみ y_j は

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{11}, f_{12}, \dots, f_{1n} \\ f_{21}, f_{22}, \dots, f_{2n} \\ \vdots \\ f_{n1}, f_{n2}, \dots, f_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ \vdots \\ p_n \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

となる。荷重ベクトル p とたわみベクトル y の関係は

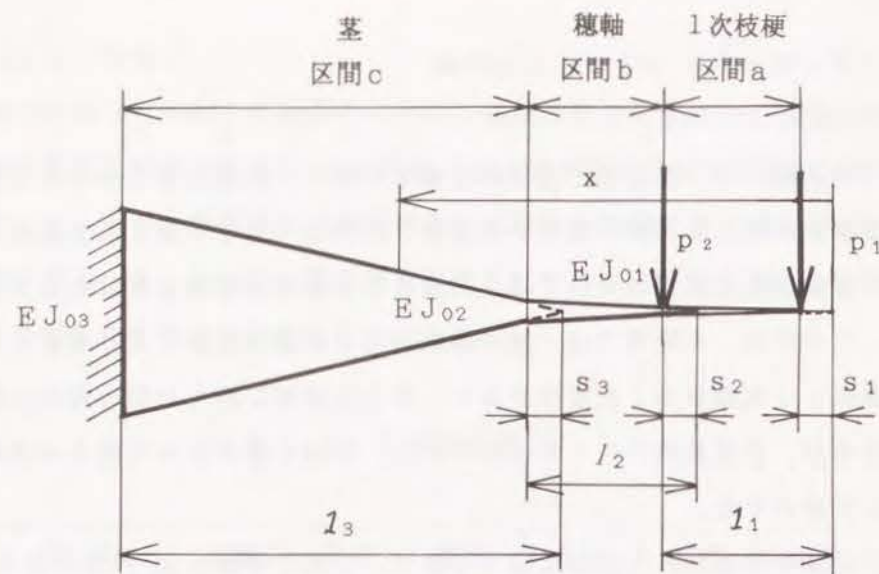
$$y = Fp \quad (2.14)$$

となる。 F は、フレキシビリティ・マトリクスと呼ばれる。ここで、Maxwellの相反定理から、マトリクス F は対称となる。

フレキシビリティ・マトリクス F を求める手順を以下に示す。稲を図2.6に示すように、茎、穂軸および枝梗をそれぞれ等曲率はりとして、曲げ剛性が途中で2度変化する片持はりとして近似し、記号を以下のように定める。

l_1 : 1次枝梗の長さ, s_1 : 1次枝梗の仮想長さ, $l_1 - s_1$: 1次枝梗の実長
 l_2 : 穂軸の長さ, s_2 : 穂軸の仮想長さ, $l_2 - s_2$: 穂軸の実長
 l_3 : 茎の長さ, s_3 : 茎の仮想長さ, $l_3 - s_3$: 茎の実長

ここで、1次枝梗部を区間 a 、穂軸部を区間 b とし、茎部を区間 c とよぶ。



曲げ剛性 $EJ_{01, 02, 03}$ は、区間 a, b, c の左端部での曲げ剛性を表す。

図 2.6 船の振動モデル (1)

(1) 1次枝梗の区間 a の右端に、図 2.6 に示す荷重 p_1 が作用したときの各区間の傾斜 θ とたわみ y

(i) [区間 a] —— 1次枝梗部での傾斜 θ とたわみ y

$$\text{区間 a での } x \text{ の範囲} \quad 0 < x \leq l_1 \quad (2.15)$$

$$\text{区間 a での曲げ剛性} \quad EJ_a = EJ_{01} \frac{x}{l_1} \quad (2.16)$$

$$\text{区間 a での曲げモーメント} \quad M = p_1 (x - s_1) \quad (2.17)$$

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{EJ_a} = \frac{p_1 (x - s_1)}{EJ_{01}} \frac{l_1}{x} = \frac{p_1 l_1}{EJ_{01}} \left(1 - \frac{s_1}{x}\right) \quad (2.18)$$

式(2.18)から、傾斜 θ とたわみ y は次式となる。

$$\theta = \int \frac{d^2 y}{dx^2} dx = \frac{p_1 l_1}{EJ_{01}} (x - s_1 \log |x| + C_{a1}) \quad (2.19)$$

$$y = \int \theta dx = \frac{p_1 l_1}{EJ_{01}} \left\{ \frac{x^2}{2} - s_1 (x \log |x| - x) + C_{a1} x + C_{a2} \right\} \quad (2.20)$$

C_{a1}, C_{a2} は積分定数、以下同様に $C_{b1}, C_{b2}, C_{c1}, C_{c2}$ も積分定数である。

(ii) [区間 b] —— 穂軸部での傾斜 θ とたわみ y

$$\text{区間 b での } x \text{ の範囲} \quad l_1 \leq x \leq l_1 + l_2 - s_2 \quad (2.21)$$

ここで、ダミー変数を次のようにおく。

$$x_b = x - l_1 + s_2 \quad (2.22)$$

$$l_b = l_1 - s_2 - s_1 \quad (2.23)$$

: モーメントを x_b で表示するためのダミー

$$x - s_1 = x_b + l_b \quad (2.24)$$

: 荷重点からたわみを求めるまでの距離

$$\text{区間 b での曲げ剛性} \quad EJ_b = EJ_{02} \frac{x_b}{l_2} \quad (2.25)$$

$$\text{区間 b での曲げモーメント} \quad M = p_1 (x - s_1) = p_1 (x_b + l_b) \quad (2.26)$$

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{EJ_b} = \frac{p_1 (x_b + l_b)}{EJ_{02}} \frac{l_2}{x_b} = \frac{p_1 l_2}{EJ_{02}} \left(1 + \frac{x_b}{l_b}\right) \quad (2.27)$$

$$\theta = \int \frac{d^2 y}{dx^2} dx = \frac{p_1 l_2}{EJ_{02}} (x_b - l_b \log |x_b| + C_{b1}) \quad (2.28)$$

$$y = \int \theta dx = \frac{p_1 l_2}{EJ_{02}} \left\{ \frac{x_b^2}{2} - l_b (x_b \log |x_b| - x_b) + C_{b1} x_b + C_{b2} \right\} \quad (2.29)$$

(iii) [区間 c] —— 茎部での傾斜 θ とたわみ y

$$\text{区間 c での } x \text{ の範囲} \quad x \geq l_1 + l_2 - s_2 \quad (2.30)$$

区間 b と同様、ダミー変数を次のようにおく

$$x_c = x - l_1 - l_2 + s_2 + s_3 \quad (2.31)$$

$$l_c = l_1 + l_2 - s_1 - s_2 - s_3 \quad (2.32)$$

$$x - s_1 = x_c + l_c \quad (2.33)$$

$$\text{区間 c での曲げ剛性} \quad EJ_c = EJ_{03} \frac{x_c}{l_3} \quad (2.34)$$

$$\text{区間 c での曲げモーメント} \quad M = p_1 (x - s_1) = p_1 (x_c + l_c) \quad (2.35)$$

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{EJ_c} = \frac{p_1 (x_c + l_c)}{EJ_{03}} \frac{l_3}{x_c} = \frac{p_1 l_3}{EJ_{03}} \left(1 + \frac{l_c}{x_c}\right) \quad (2.36)$$

$$\theta = \int \frac{d^2 y}{dx^2} dx = \frac{p_1 l_3}{EJ_{03}} (x_c - l_c \log |x_c| + C_{c1}) \quad (2.37)$$

$$y = \int \theta dx = \frac{p_1 l_3}{EJ_{03}} \left\{ \frac{x_c^2}{2} + l_c (x_c \log |x_c| - x_c) + C_{c1} x_c + C_{c2} \right\} \quad (2.38)$$

フィードチェーン取付部を固定端とすると

$$x = l_3 - s_3 + l_2 - s_2 + l_1 \quad (2.39)$$

すなわち $x_c = l_3$ にて、

$$\theta = 0, \quad y = 0 \quad (2.40)$$

から、積分定数 C_{c1}, C_{c2} が決定できる。

$$C_{c1} = -l_3 - l_c \log l_3 \quad (2.41)$$

$$C_{c2} = \frac{l_3^2}{2} + l_c l_3 \quad (2.42)$$

となり、[区間 c] での、傾斜 θ とたわみ y は次式となる。

$$\theta = \frac{p_1 l_3}{E J_{03}} \left(x_c + l_c \log \left| \frac{x_c}{l_3} \right| - l_3 \right) \quad (2.43)$$

$$y = \frac{p_1 l_3}{E J_{03}} \left\{ \frac{(l_3 - x_c)^2}{2} + l_c x_c \log \left| \frac{x_c}{l_3} \right| + l_c (l_3 - x_c) \right\} \quad (2.44)$$

(iv) 積分定数 $C_{a1}, C_{a2}, C_{b1}, C_{b2}$ の決定

積分定数 $C_{a1}, C_{a2}, C_{b1}, C_{b2}$ は、各区間の接点での傾斜 θ とたわみ y が等しくなることから決定する。このため、区間 a, b, c での傾斜 θ とたわみ y を、それぞれ $\theta_c, \theta_b, \theta_a$ および y_c, y_b, y_a とする。

[区間 c] と [区間 b] の接点

$$x = l_1 + l_2 - s_2 \quad (2.45)$$

では

$$x_c = x - l_1 - l_2 + s_2 + s_3 = s_3 \quad (2.46)$$

$$x_b = x - l_1 + s_2 = l_2 \quad (2.47)$$

$$\theta_c = \theta_b \quad (2.48)$$

$$y_c = y_b \quad (2.49)$$

から、積分定数 C_{b1}, C_{b2} が決定できる。

同様に、[区間 b] と [区間 a] の接点

$$x = l_1 \quad (2.50)$$

では

$$x_b = s_2 \quad (2.51)$$

のとき

$$\theta_b = \theta_a \quad (2.52)$$

$$y_b = y_a \quad (2.53)$$

から、積分定数 C_{a1}, C_{a2} が決定できる。

以上で、荷重 p_1 が作用したときのたわみ y_j の係数 f_{j1} が決定できた。

(2) 穂軸の区間 b の右端に荷重 p_2 が作用したときの各部のたわみ

区間 b の右端に荷重 p_2 が作用した場合も、同様の手順でフレキシビリティ・マトリクス F の要素 f_{j2} を求めることができる。図 2.6 の荷重点より右側の点 k での、傾斜 θ_k は荷重点 j の傾斜 θ_j に等しいので、たわみ y_k は荷重点 j での傾斜 θ_j に荷重点 j からたわみを算出する点 k までの距離 l_{k-j} を乗じることで次式で決定できる。

$$y_k = y_j + \theta_j l_{k-j} \quad (2.54)$$

2. 4 モーダル解析

2. 4. 1 理論^{51, 66)}

フレキシビリティ・マトリクス F から質量の存在する箇所と強制変位を与えたい箇所を残した小行列を作る、つまり、質量が存在しない点、または荷重点にならない不要な行と列を削除した小行列をつくる。この小行列の逆マトリクスが剛性マトリクス K となる。

質量マトリクスを M 、外力ベクトルを p とし、茎等の構造減衰は小さいので無視すると、運動方程式は

$$M \ddot{y} + K y = p \quad (2.55)$$

の標準形で表せる。固有値を求めるため、 $p = 0$ として

$$M \ddot{y} + K y = 0 \quad (2.56)$$

y の解を

$$y = a \sin \omega t \quad (2.57)$$

とおくと、式(2.56)は

$$\omega^2 M a = K a \quad (2.58)$$

となる。ここで、質量マトリクス M を

$$M = L L^T$$

となる L に分解 (Choleski 分解) して、 L^{-1} を式(2.58)の両辺にかけると

$$\omega^2 L^{-1} L L^T a = L^{-1} K a \quad (2.59)$$

となる. a を

$$a = (L^T)^{-1} v \quad (2.60)$$

とすると, 式(2.59)は

$$\omega^2 L^T (L^T)^{-1} v = L^{-1} K (L^T)^{-1} v \quad (2.61)$$

となる. 次に A を

$$A = L^{-1} K (L^T)^{-1} \quad (2.62)$$

とおくと, このとき, マトリクス A は対称マトリクスとなり

$$\omega^2 v = A v \quad (2.63)$$

$$\lambda v = A v \quad (2.64)$$

を得る. $\lambda (= \omega^2)$ はマトリクス A の固有値であり, v は固有ベクトルである.

ベクトル ω の成分 ω_i は, i 次の規準角振動数を表し, マトリクス V のベクトル成分 v_i は i 次の規準振動を行うときの各点 j の振幅比つまり i 次の固有モードを表す.

v_i を正規化すると, i 次のモーダルベクトルすなわちモード形 Φ_i は

$$\Phi_i = v_i \quad (2.65)$$

となり, モーダルマトリクス Φ は式 (2.66) となる.

$$\begin{aligned} \Phi &= [\Phi_1, \Phi_2, \dots, \Phi_n] \\ &= \begin{bmatrix} \Phi_{11}, \Phi_{12}, \dots, \Phi_{1n} \\ \vdots \\ \Phi_{n1}, \Phi_{n2}, \dots, \Phi_{nn} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.66)$$

y をモーダルマトリクス Φ と新しい変数 z を用いて書き換える.

$$y = \Phi z \quad (2.67)$$

$$M \Phi \ddot{z} + K \Phi z = p \quad (2.68)$$

i 次のモード形を Φ_i^T の転置行ベクトルを前乗すると

$$\Phi_i^T M \Phi \ddot{z} + \Phi_i^T K \Phi z = \Phi_i^T p \quad (2.69)$$

ここで, 固有モードの直交性を利用すると,

$$\Phi_i^T M \Phi_j = \begin{cases} 0 & i \neq j \\ 1 & i = j \end{cases} \quad (2.70)$$

$$\Phi_i^T K \Phi_j = \begin{cases} 0 & i \neq j \\ \lambda_i & i = j \end{cases} \quad (2.71)$$

であるから, モード方程式は次式で表せる.

$$\ddot{z}_i + \lambda_i z_i = q_i \quad (2.72)$$

ここで, λ_i : 固有値

$q_i = \Phi_i^T p$: モーダル外力

式(2.72)の自由振動の解は

$$z_i = a_i \sin(\omega_i t + \phi_i) \quad (2.73)$$

となる. 式(2.67)から点 j の変位 y_j の一般解は次式で決定される.

$$\begin{aligned} y_j &= \sum_{i=1}^n \Phi_{ji} z_i \\ &= \sum_{i=1}^n \Phi_{ji} a_i \sin(\omega_i t + \phi_i) \quad (j = 1, \dots, n) \end{aligned} \quad (2.74)$$

2. 4. 2 固有振動数の解析

1 次枝梗, 穂軸および茎の先端に集中させ, 茎の 2 カ所に強制変位 y_4, y_5 を与えることを想定し, 図 2. 7 のようにモデル化した稲の固有振動数を求める.

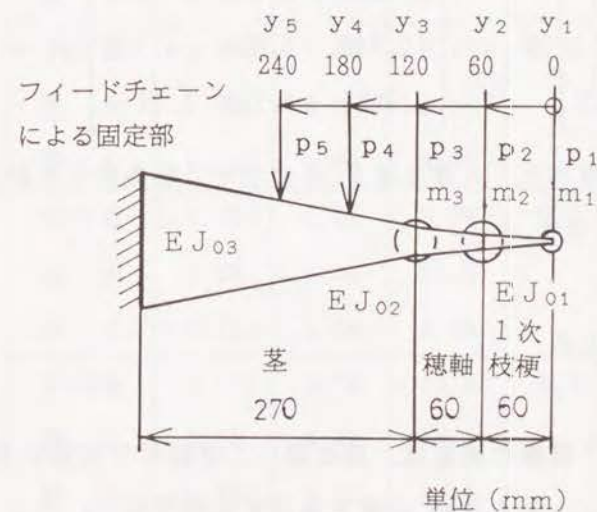


図 2. 7 稲の振動モデル (2)

質量は

$$m_1 = 0.5 \text{ g}, m_2 = 1.5 \text{ g}, m_3 = 1.5 \text{ g}$$

とし、稲の各長さ、曲げ剛性は表2.2の日本晴生材の平均値を用いた。このとき、 $j = 1, 2, \dots, 5$ の各点に荷重 p_j が作用したときの、フレキシビリティ・マトリクス F は次式となる。

$$F = \begin{bmatrix} 59.0 & 11.7 & 4.01 & 2.26 & 1.11 \\ 11.7 & 6.67 & 3.11 & 1.82 & 0.909 \\ 4.01 & 3.11 & 2.22 & 1.37 & 0.710 \\ 2.26 & 1.82 & 1.37 & 0.932 & 0.511 \\ 1.11 & 0.909 & 0.710 & 0.511 & 0.312 \end{bmatrix} \quad (2.75)$$

ここで、 $j = 5$ に変位を与える場合の剛性マトリクスは、上式の4行目と4列目の要素を除去した小行列をつくりこの逆マトリクスを求めて作成する。同様に、 $j = 4$ に変位を与える場合の剛性マトリクスは、5行目と5列目の要素を除去した小行列をつくりこの逆マトリクスを求める。

ここでは、稲の固有振動を求めるため、4, 5行、列を除外し、 3×3 の剛性マトリクスを求めた。自由振動の運動方程式は次式となる。

$$\begin{bmatrix} 0.0005 & 0 & 0 \\ 0 & 0.0015 & 0 \\ 0 & 0 & 0.0015 \end{bmatrix} \ddot{\mathbf{y}} + \begin{bmatrix} 0.0281 & -0.742 & 0.0535 \\ -0.742 & 0.632 & -0.754 \\ 0.0535 & -0.754 & 1.41 \end{bmatrix} \mathbf{y} = 0 \quad (2.76)$$

式(2.76)の固有値、固有ベクトル等を表2.5に示す。同条件にて計算した、品種別固有振動数を表2.6に示す。

2. 5 考察およびまとめ

通常の自脱においてこぎ歯の速度は、最も遅いこぎ胴付け根部においても550 rpm時に約11 m/sであり、150 mmの穂を通過する時間は0.014 sである。

200 rpm時においても0.038 sである。稲の固有振動数は低くこの時間内では応答できない。

表2.5 日本晴生材の固有値と固有ベクトル

規準振動数		1次	2次	3次
固有値		28.9	135	1255
固有円振動数	(rad/s)	5.37	11.6	35.4
固有振動数	(Hz)	0.855	1.85	5.64
固有	枝梗 m_1	40.3	-19.0	3.62
ベクトル	穂軸 m_2	10.4	19.5	-13.4
	茎 m_3	4.13	13.0	21.9

表2.6 品種別固有振動数

品種条件	表2.2の曲げ剛性	固有振動数 (Hz)			質量 (g)		
		1次	2次	3次	m_1	m_2	m_3
日本晴生材	平均値	0.855	1.85	5.63	0.5	1.5	1.5
	最大	1.14	2.40	7.55			
	最小	0.663	1.50	4.37			
日本晴乾材	平均値	0.950	1.88	6.17	0.4	1.4	1.4
	最大	1.26	2.50	8.19			
	最小	0.747	1.48	4.83			
アケボノ生材	平均値	0.994	1.91	8.64	0.6	1.8	1.8
	最大	1.25	2.34	11.9			
	最小	0.738	1.64	4.95			
密陽23生材	平均値	0.971	2.79	10.9	0.7	1.9	1.9
	最大	1.25	3.71	15.1			
	最小	0.792	2.27	8.15			

質量は、品種ごとに共通

曲げ剛性は品種により差があるが振動特性の差は少なく、この結果、3品種とも固有振動数はこぎ歯の速度に比べて低く、脱粒の進んでいない入り口付近ではこぎ歯が茎等に変位を与えても、こぎ歯の通過時間内に穀粒はこぎ胴軸方向にほとんど移動することができず、穀粒はこぎ歯と接触した状態で移動すると考えられる。

自脱のこぎ室内での運動解析を目的とした稲の固有振動解析は、これまで報告がなされておらず、このため、稲はこぎ室内で振動現象を生じているか、否かは不明であった。今回の解析により稲の固有振動数は低く、こぎ歯の通過時間内に穂軸や枝梗の有するポテンシャルエネルギーでは移動できず、“質量の持つ運動エネルギーと穂軸等のばね要素のポテンシャルエネルギーの交換”によるいわゆる振動現象は生じないことがわかった。そこで、こぎ歯が作用したときの稲の運動は、こぎ歯の移動による穀粒の位置の変化を、幾何的条件から記述すれば稲の運動解析が行える。次章にて、この方法により稲の運動解析を行う。

さらに、稲の固有振動数がこぎ歯の通過速度に比べて低いという結果は、脱粒率やこぎ胴軸の所要動力の計算の際に必要なこぎ歯と穀粒の衝突確率の解析において、穂の振動現象を考慮しなくて良いという重要な結果を導出している。

3.1 基本的考え方

3.1.1 こぎ室内での稲のモデル

前章にてこぎ歯の速度に対して稲の固有振動数は低く、こぎ歯がこぎ室内の稲と衝突したとき、稲は穂軸および枝梗（以下穂軸等という）のポテンシャルエネルギーにより茎の横方向には移動できないことを明らかにした。このため、こぎ歯が穂軸等に作用したとき、慣性により元の位置に留まろうとする穀粒は、穂軸等から横方向の力はほとんど受けず、軸方向に引張力のみを受ける。穂軸等の軸方向の弾性率は横方向の曲げ剛性に比較して高いため、こぎ歯が作用したとき、軸方向の長さの変化は無視できる。このため、稲は糸に集中質量のついたものとして近似できる。しかし、穂軸は一定の剛性を有しているため曲げモーメントを受けた場合、曲げ剛性の高い根元部分では剛性による曲率を考慮する必要がある。

ここで、自脱の座標を図3.1に示すように、稲の茎に沿う方向をx軸、こぎ胴軸方向をy軸、x-y面に直角なこぎ胴の法線方向をz軸とする。ただし、座標の原点は問題に合わせて適宜移動する。本研究では主として、下こぎ式自脱を対象として考察する。

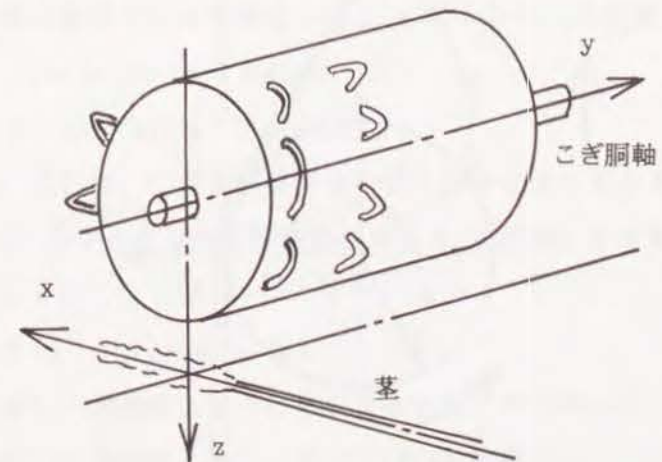


図3.1 自脱の座標

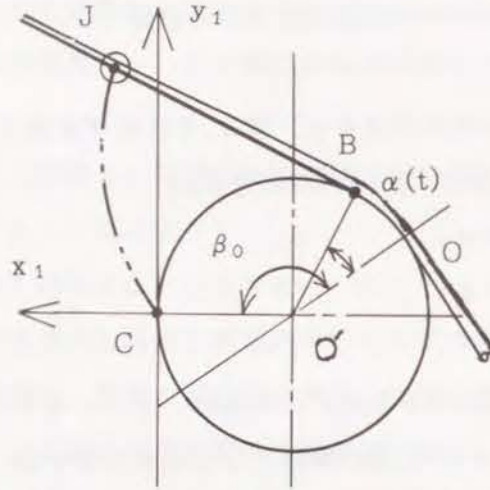


図 3.3 点 J の座標 C-x₁y₁での位置

このため、 $\theta(t)$ は式(3.8)の α_0 を $\alpha(t)$ に置換した

$$\theta(t) = \beta_0 - \alpha(t) - \Omega t \quad (3.9)$$

となる。式(3.9)の $\alpha(t)$ の $t=0$ での初期角度 $\alpha(0)$ は、式(3.8)の α_0 と一致する。 $\alpha(t)$ の計算方法については、3.2.2節にて詳述するのでここでは省略する。

こぎ歯の移動とともに $\theta(t)$ は小さくなってゆき、質点Jは式(3.8)と式(3.9)のについて、それぞれ

$$\theta(t) = \beta_0 - \alpha_0 - \Omega t = 0$$

$$\text{および } \theta(t) = \beta_0 - \alpha(t) - \Omega t = 0 \quad (3.10)$$

の時刻で点Cに一致し、インボリュート曲線上の運動は終了する。時刻 t が

$$0 \leq t \leq \frac{\beta_0 - \alpha(t)}{\Omega} \quad (3.11)$$

の間は、質点Jは点Cを原点とするインボリュート曲線上を移動し、点Cはサイクロイド曲線を描く。質点Jの軌跡はこの2つの軌跡を重ね合わせれば良い。

座標C-x₁y₁の点(x₁, y₁)の座標O-x yのx方向およびy方向成分(x₁, y₁)は、図3.4に示すように、座標C-x₁y₁と座標O-x yは角度が

$$\zeta = \beta_0 - \pi/2 - \Omega t \quad (3.12)$$

ずれているので

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin(\beta_0 - \Omega t), & -\cos(\beta_0 - \Omega t) \\ \cos(\beta_0 - \Omega t), & \sin(\beta_0 - \Omega t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

にて求められる。したがって、質点Jの座標O-x yの軌跡は次式で与えられる。

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_c + x_1 \\ y_c + y_1 \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

(2) 質点Jのサイクロイド曲線上の軌跡

インボリュート曲線上の運動が終了した時点で質点Jは点Cと一致し、質点Jはサイクロイド曲線上を移動するのみとなる。インボリュート運動が終了し、サイクロイド運動が終了するまでの時刻 t

$$\frac{\beta_0 - \alpha(t)}{\Omega} \leq t \leq \frac{\beta_0}{\Omega} \quad (3.15)$$

の間は、(x, y)と(x_c, y_c)は一致するので次式となる。

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_c \\ y_c \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

以上で、こぎ歯が作用したときのこぎ室内での稲の運動が記述できた。しかし、このような記述方法を用いなくとも、こぎ歯と穀粒の幾何的位置関係からより簡潔な方法で穀粒の軌跡は記述できるため、次節以降に実際に使用した稲の運動の基礎方程式を示す。

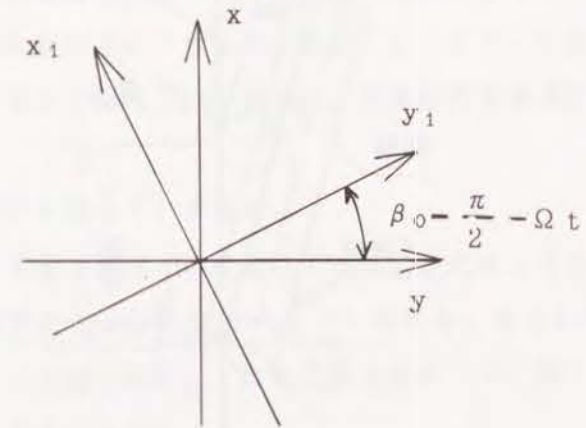


図 3.4 座標C-x₁y₁と座標O-x yの関係

3. 2 こぎ胴軸方向の運動

3. 2. 1 こぎ歯が傾斜角 ϕ を持つ場合

通常 of 自脱では整そ歯は傾斜角 $\phi^{(0)}$ を有するが、補強歯は傾斜角 ϕ を持たない。なお、本節では半径 ρ の仮想円 Γ は用いず、穂軸等は線径 $2a$ のこぎ歯の断面に巻き付くものとする。曲げ剛性による曲率を考慮する必要のある場合は、 a の値を適宜変更すれば良い。

こぎ歯が傾斜角 ϕ を持つ場合、こぎ歯と穂の関係は図 3.5 となる。時間 t の間にこぎ歯は距離 $v t$ 移動する。このとき穂はこぎ歯の傾斜角 ϕ を維持したまま移動するので、点 A は A' へ点 J は J' へ移動する。穂軸等の軸方向の長さの変化は無視できるので、原点 O から AB 上の任意の質点 J (穀粒の位置) までの距離を l_{0j} とすると、こぎ歯の移動による任意の質点 J の位置 (x_j, y_j) は

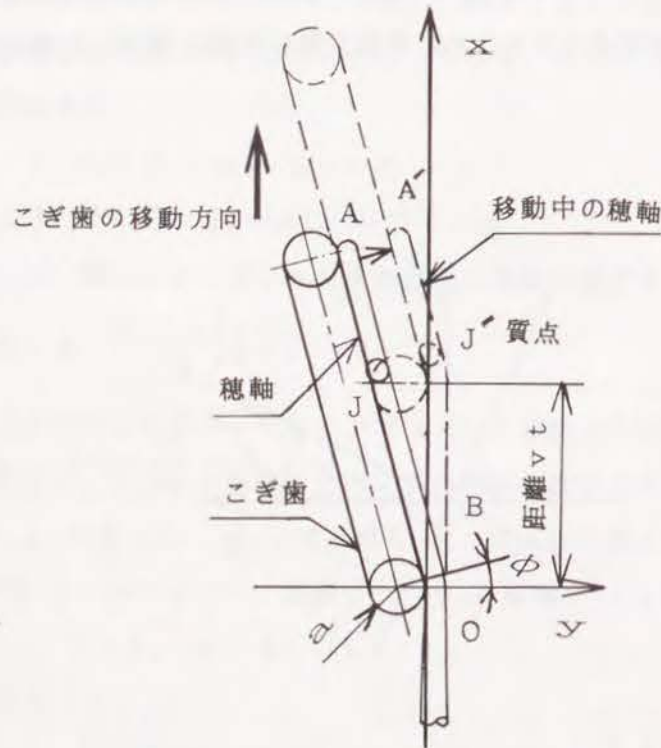


図 3.5 傾斜角 ϕ を持つこぎ歯による稲の運動

$$\left. \begin{aligned} x_j &= v t + a \sin \phi + l_j(t) \cos \phi \\ y_j &= a (1 - \cos \phi) - l_j(t) \sin \phi \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

$$l_j(t) = l_{0j} - a \phi - v t \quad (3.18)$$

となる。

整そ歯の傾斜角 ϕ は 10° 以内のため、質点 J の速度は

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_j &= v (1 - \cos \phi) \approx 0 \\ \dot{y}_j &= v \sin \phi \approx v \phi \end{aligned} \right\} \quad (3.19)$$

となる。傾斜角 ϕ を持つ歯の移動により、質点 J はこぎ歯の速度 v と角度 ϕ に比例した速度でこぎ胴軸方向へ等速度運動する。たとえば

$$\text{こぎ歯の速度} : v = 1.1 \text{ m/s}$$

$$(\text{こぎ胴回転数 } 550 \text{ rpm, こぎ歯の回転半径 } 0.19 \text{ m})$$

$$\text{こぎ歯の傾斜角} : \phi = 6.5^\circ \quad (0.11 \text{ rad})$$

のとき

$$\text{こぎ胴軸方向への移動速度} : \dot{y} = 1.25 \text{ m/s}$$

となる。

3. 2. 2 こぎ歯が傾斜角を持たない場合

この場合は、質点がこぎ歯から離れているときはインボリュート運動をするが、質点がこぎ歯に接触した後はサイクロイド運動をする。また、こぎ歯が傾斜角を持っていても穂先がこぎ歯から離れている場合は、本解析式を適用する必要がある。

(1) 穀粒がこぎ歯から離れている場合

こぎ歯の移動中にこぎ歯と質点 J の接近による角度変化 $d\alpha$ を求める。こぎ歯を固定して考えると角度変化 $d\alpha$ は図 3.6 のように表せる。質点 J は時刻 t から $t + dt$ の間に $v dt$ こぎ歯に接近し、この正弦成分が、 dt 間に $\alpha(t)$ を $d\alpha$ 増加させる。そこで $d\alpha$ は次式となる。

$$d\alpha = \sin^{-1} \frac{v dt \sin \alpha(t)}{l_j(t)} \quad (3.20)$$

$$l_j(t) = l_{0j} - v t - a \alpha(t) \quad (3.21)$$

$\alpha(t)$ の計算は数値計算によるので、離散形で表示すると

$$\alpha_{k+1} = \alpha_{k,j} + \sin^{-1} \frac{v \Delta t \sin \alpha_k}{l_{0,j} - v t - a \alpha_k} \quad (3.22)$$

となる。角度変化を考慮した質点Jの位置 (x_j, y_j) は

$$\left. \begin{aligned} x_j &= v t + a \sin \alpha(t) + l_j(t) \cos \alpha(t) \\ y_j &= a (1 - \cos \alpha(t)) + l_j(t) \sin \alpha(t) \end{aligned} \right\} \quad (3.23)$$

となる。 $\alpha(t)$ の値は距離 $l_j(t)$ によっても変化する。穂の質量は5箇所程度に集中して近似するが、各質点ごとに $d\alpha$ の大きさが異なる。このため、数値計算においては、影響の最も大きい点での $d\alpha$ を計算して、この値を全体の代表値とする。

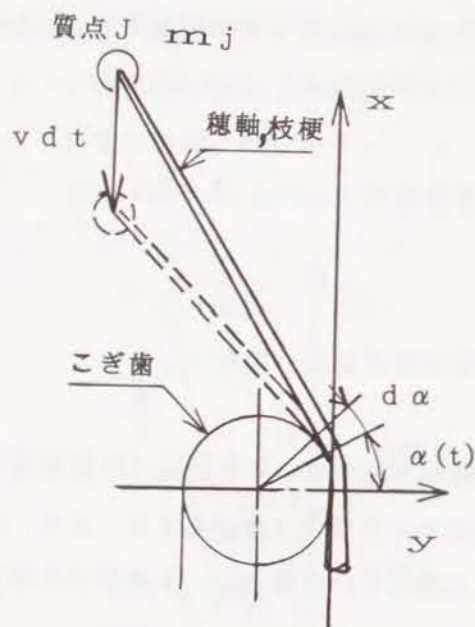


図3.6 こぎ歯の移動による角度 $\alpha(t)$ の変化

(2) 穀粒がこぎ歯と接触した場合

$l_j(t) = 0$ となる時刻で、質点Jのインボリュート曲線上の運動は終了する。こぎ歯上の質点D, E, Fは、図3.7に示すように、こぎ歯の移動によりサイクロイド曲線を描きながら、x軸上の点D', E', F'に移動する。サイクロイド曲線を描きながら移動する質点の位置 (x_j, y_j) は

$$\left. \begin{aligned} x_j &= a \sin \left(\frac{l_{0,j} - v t}{a} \right) + v t \\ y_j &= a \cos \left(\frac{l_{0,j} - v t}{a} \right) - a \end{aligned} \right\} \quad (3.24)$$

で表される。 $l_{0,j} - v t = 0$ の時刻でこぎ歯の作用は終了する。

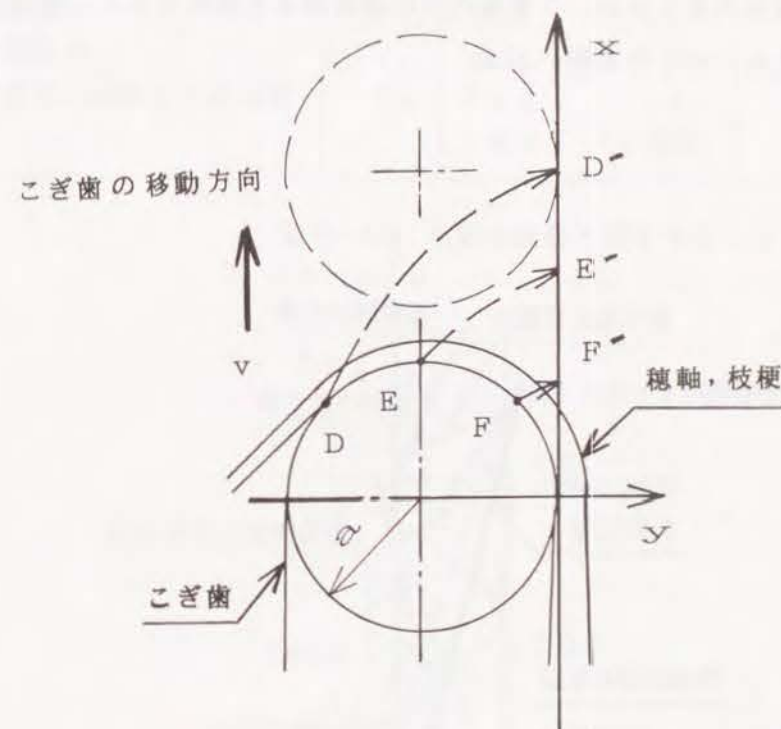


図3.7 こぎ歯と接触した後の稲の運動

(3) 数値計算例

図3.7に、表3.1条件Aでのこぎ歯の移動による穂軸と枝梗の動きを示す。

図3.8に穂軸、枝梗の根元の曲げ剛性の影響を考慮した、表3.1の条件Bの仮想円 Γ の半径20mmの場合の穂軸と枝梗の動きを示す。この場合、インボリュート運動をする時間は短くなり、サイクロイドの運動をする時間が長くなる。先に述べたように、曲げ剛性を考慮したい場合は、半径 a の値を変更するのみで可能であり、関係式の一般性は失われない。

穂軸の先端の穀粒は最初斜め方向に引き寄せられ、こぎ歯が穀粒に近づくにつれて横に引っ張られ、最終的にはこぎ歯の進行方向に引っ張られる。枝梗の先端も同様な運動をする。つまり、穂先や枝梗の先端の穀粒は、穂軸等に引っ張られながら円を描くように運動する。

衝突時の角度 α_0 は、稲のこぎ軸方向の運動の振幅が大きい場合、大きくなる可能性が増す。 a および α_0 が大きくなる程サイクロイドの開始位置が早まり、こぎ軸方向への速度は大きくなる。こぎ室内での稲の動きを観察すると、先端が舞っているように見えるのはこの運動による。

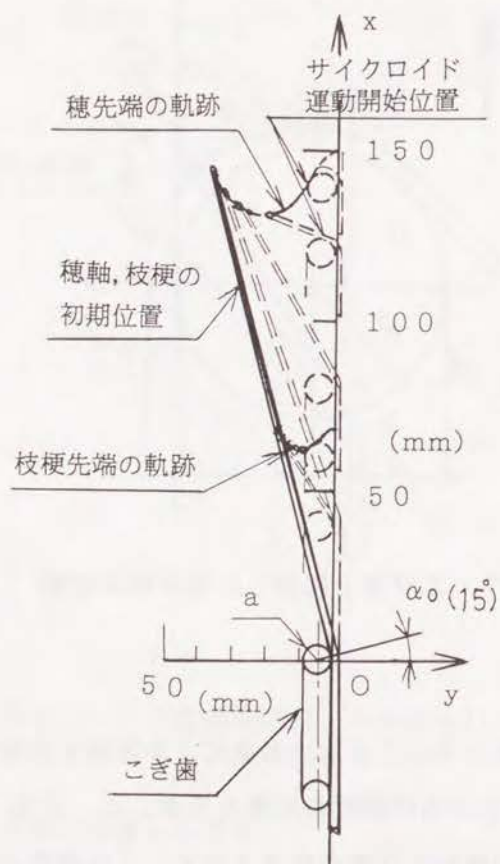


図 3.8 傾斜角 ϕ を持たないこぎ歯による稲の運動 ($a = 4 \text{ mm}$)

表 3.1 稲の運動の数値計算条件

項 目	記号	単位	条件 A	条件 B
こぎ歯の断面の半径	a	mm	4	20
こぎ軸角速度	ω	s^{-1}	57.5	←
		r p m	(550)	←
こぎ歯の回転半径	r	mm	200	←
こぎ歯の速度	v	m/s	11.5	←
穂軸長さ	l_{oj}	mm	150	←
枝梗長さ	l_{oj}	mm	70	←
こぎ歯と穂軸の初期角度	α_0	deg	15	←
		rad	(0.262)	←

記号←は、左記の数値と同じであることを示す。

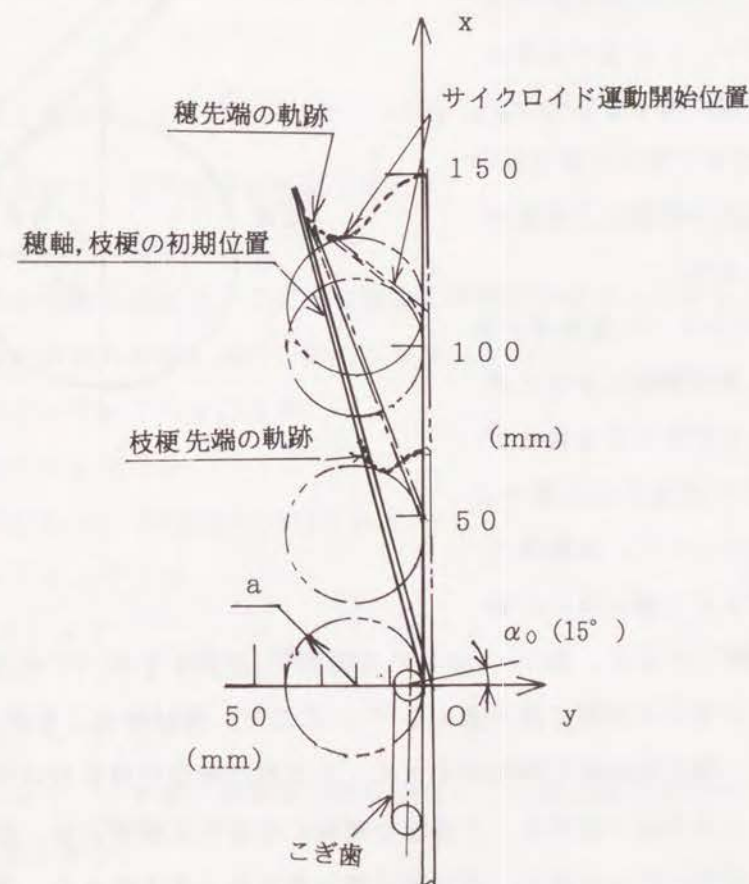


図 3.9 傾斜角 ϕ を持たないこぎ歯による稲の運動 ($a = 20 \text{ mm}$)

3.3 穂軸等に生じる力

こぎ歯が移動することにより、質点Jに

$$\ddot{u}_j = \sqrt{\ddot{x}_j^2 + \ddot{y}_j^2} \quad (3.25)$$

の加速度が生じる。質点Jの質量を m_j とすると穂軸と枝梗には、加速度 \ddot{u}_j により

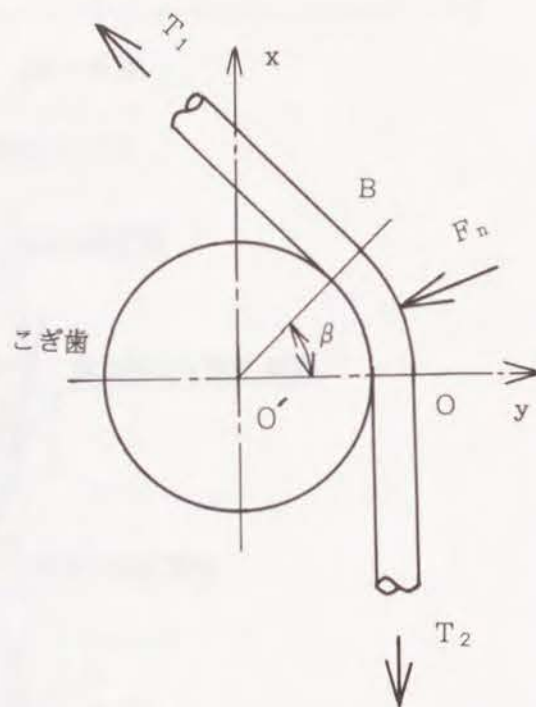
$$T_1 = \sum_{j=1}^n m_j \ddot{u}_j \quad (n: \text{質点数}) \quad (3.26)$$

張力 T_1 が生じる。

図3.10 穂軸に生じる張力

加速度が常に増加する方向に働いている場合、こぎ歯と穂軸等は接触を続ける。サイクロイド上では式(3.24)の微分形からわかるように、こぎ歯の速度より質点の速度が速くなるので、張力 T_1 が十分でないと質点は自身の持つ速度で移動しこぎ歯から離れてしまう。

張力 T_1 が小さいと穂軸等の曲げ半径は、曲げ剛性によりこぎ歯の線径より大きくなる場合がある。張力 T_1 が生じた状態でこぎ歯が移動するので、穂軸等のフィードチェーン側にはこぎ歯と穂軸の摩擦力により、図3.10に示す張力 T_2 が発生する。この力の関係は、巻き掛け伝動の場合と同様に取り扱える²³⁾。ここで、穂軸等のこぎ歯への巻き付き角は β とする。穂軸等の曲げ剛性が小さく、こぎ歯の断面に巻き付いている場合は、前述の角 α と角 β は一致する。こぎ歯と穂軸に作用する摩擦力は、図3.10のBO間で次第に変化していくので、この間の微小長さを dS とすると、図3.11に示すように dS の T_1 側には T 、 T_2 側には $T+dT$ の張力が存在する。穂軸がこぎ歯を



押しつける力を $Q dS$ とすると、こぎ歯の半径方向の力のつりあいから次式が成立する。

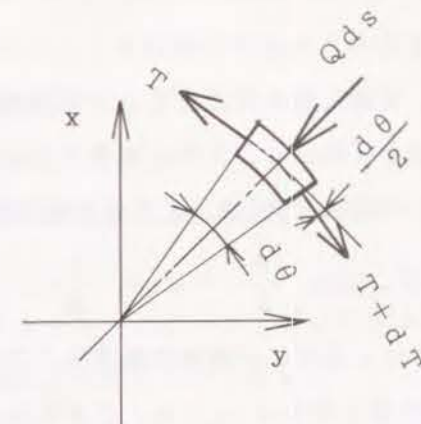


図3.11 こぎ歯と穂軸等の中に生じる摩擦力

$$Q dS = T \sin \frac{d\theta}{2} + (T + dT) \sin \frac{d\theta}{2} \quad (3.27)$$

$d\theta$ は微小であるので、 $dT d\theta$ を無視すると

$$Q dS = T d\theta \quad (3.28)$$

を得る。こぎ歯の円周方向には、こぎ歯と穂軸の動摩擦係数を μ とすると $Q dS$ により、 $\mu Q dS$ の摩擦力が働くので、力のつりあいから

$$T + dT = T + \mu Q dS \quad (3.29)$$

$$dT = \mu Q dS \quad (3.30)$$

式(3.28)と(3.30)から、 T_2 は式(3.33)となる。

$$dT = \mu T d\theta \quad (3.31)$$

$$\int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} = \mu \int_0^\beta d\theta \quad (3.32)$$

$$T_2 = T_1 e^{\mu \beta} \quad (3.33)$$

張力 T_1 と T_2 により、こぎ歯と穂軸等の中に生じるこぎ歯の断面の法線方向に作用する力 F_n は次式となる。

$$F_n = T_1 (1 + e^{\mu \beta}) \sin \frac{\beta}{2} \quad (3.34)$$

3.4 こぎ胴軸法線方向の運動

(1) 穂に作用する力

下こぎ式自脱のこぎ歯と稲の間に生じるこぎ胴軸法線方向の力の関係を図3.12に示す。茎の軸方向をx軸とし、これに直角な方向をz軸とする。F_nによりx軸方向に生じるこぎ歯への抵抗力F_xは、こぎ歯と穂の動摩擦係数μとすると

$$F_x = F_n \left(\sin \frac{\beta}{2} + \mu \cos \frac{\beta}{2} \right) \quad (3.35)$$

となる。この力によって稲はこぎ胴軸法線方向の運動を行う。

zx面でのこぎ歯の傾き角をφ₀とする。こぎ歯は、x軸とz軸の交点から穂に作用するとは限らないので、こぎ歯が穂に作用を開始するまでの位置のずれを角γで表す。F_xによって生じる穂をこぎ歯に沿って移動させる力F₁は、こぎ胴の角速度をωとして条件ごとに次式で与えられる。

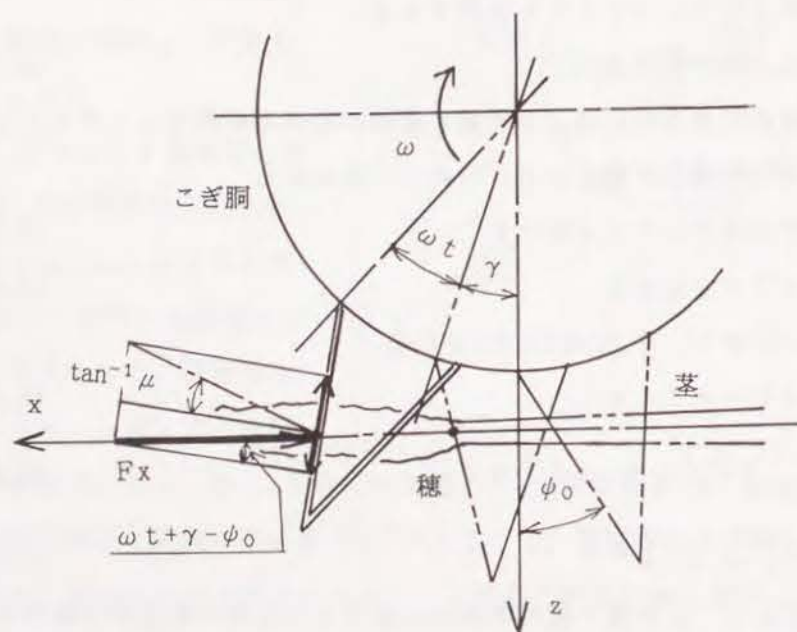


図3.12 下こぎ式自脱の穂の持上力

$$\omega t + \gamma - \phi_0 < -\tan^{-1} \mu$$

$$F_1 = F_x \{ \sin(\omega t + \gamma - \phi_0) + \mu \cos(\omega t + \gamma - \phi_0) \} \quad (3.36)$$

このとき、穂は力F₁によりこぎ胴軸から離れる方向に移動する。

$$-\tan^{-1} \mu < \omega t + \gamma - \phi_0 < \tan^{-1} \mu$$

$$F_1 = 0 \quad (3.37)$$

この条件では、穂を移動させる力より摩擦力が大きく穂は移動できない。

$$\omega t + \gamma - \phi_0 > \tan^{-1} \mu$$

$$F_1 = F_n \{ \sin(\omega t + \gamma - \phi_0) - \mu \cos(\omega t + \gamma - \phi_0) \} \quad (3.38)$$

このとき、穂はこぎ歯により持ち上げられる。

(2) 数値計算例

下記の条件の組み合わせで、表3.1の条件Aで、図3.7に示す運動を行ったときに生じる持上力F₁の計算結果を図3.12に示す。ただし、持上力F₁の方向は、穂を持ち上げる方向を正とし、こぎ胴軸から離れる方向を負とする。

図3.12のこぎ歯の傾き角φ ₀	補強歯相当 φ ₀ = 35° (0.611rad)
	整そ歯相当 φ ₀ = 60° (1.05rad)
こぎ胴軸角速度	ω = 57.5 s ⁻¹ (550rpm)
	ω = 31.4 s ⁻¹ (300rpm)
こぎ歯の線径	a = 4 mm
動摩擦係数	μ = 0.3
各質点までの距離	l _{0,1} = 30, 60, 90, 120, 150 mm
質点の質量	m _{1,5} = 0.4 g, m _{2,3,4} = 0.8 g

こぎ歯が穂に作用を開始するまでの位置のずれγ = 30° (0.523rad) の場合、補強歯では式(3.22)が成立し穂を持ち上げる力が生じるが、整そ歯では式(3.21)が成立し持ち上げ力は作用しない。γ = 15° (0.261rad) の場合は、補強歯では式(3.21)が成立するが、整そ歯では式(3.20)が成立し力F₁は穂をこぎ胴軸から離す方向に作用する。

脱粒するためには、こぎ歯は穂を持ち上げて接触を続ける必要があるが、

図3.12のこぎ歯の傾き角φ₀が大きい場合、こぎ歯の速度が遅い場合および浅こ

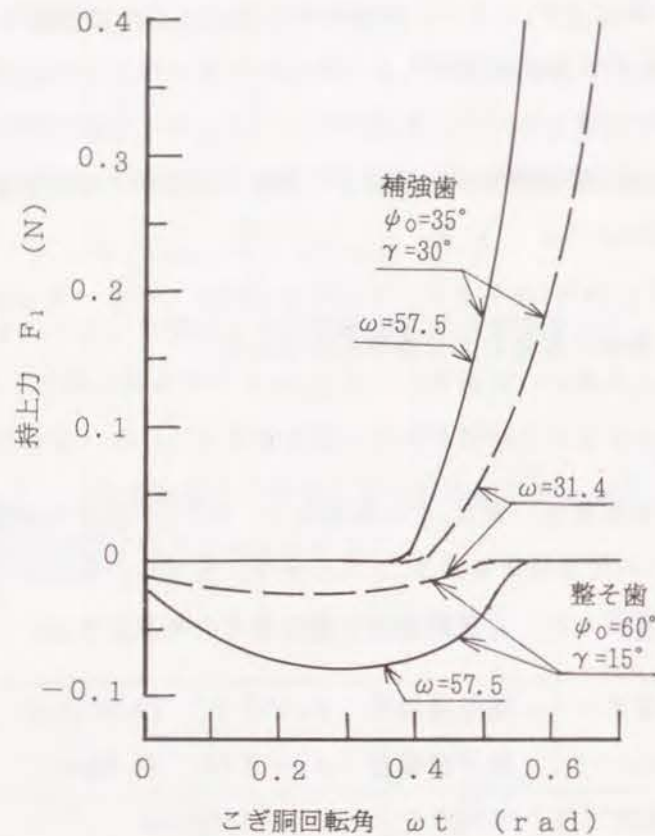


図3.13 下こぎ式自脱の条件別持上力

ぎで γ が小さい場合は F_1 は小さくなるか、または、穂をこぎ胴から離す方向に作用する。市販の脱穀機は、こぎ室の供給口付近で脱粒が進行していない段階で無理に脱粒すると穂切れが発生するので ϕ_0 を大きくとり、脱粒が進行した段階で ϕ_0 を小さくするように設計されている。さらに、穂の長さから考えて、持上力を有効に利用するには市販の脱穀機のこぎ胴径(約360~400mm)が必要と思われる。また、 γ には茎の静的な曲げ剛性が影響する。茎の剛性はこの点でも脱粒性に関係する。

4.1 はじめに

脱粒機構の解明には、衝突時のこぎ歯に対する穀粒の姿勢と脱粒の関係、および穀粒がこぎ歯から受ける力積と脱粒の関係の解析が必要である。本章では、前章までのこぎ室内での稲の運動解析を基に、衝突時の姿勢と力積が脱粒に及ぼす影響をを考察し、脱粒機構の解析を行う。

脱粒に影響する要因は、こぎ歯の速度と品種ごとに異なる脱粒力である。ここで、脱粒力とは枝梗を軸方向に引っ張ったとき、穀粒と小枝梗を分離するために必要な力と定義する。本研究では、こぎ歯と穀粒の衝突を2球の衝突とみなし、穀粒がこぎ歯から受けた力積が枝梗の引張力に変化するとして、こぎ歯の速度と脱粒力の関係について実用上有効な解析を行った。

脱粒力と、力積を引張力に換算するのに必要な枝梗の等価ばね定数は、引張試験により求めるが、こぎ歯の速度は通常の自脱でこぎ胴との付け根部でも約11m/sであるため、高速にて脱粒力および等価ばね定数を測定する必要がある。高速の衝撃試験としてはコーンの穀粒損傷の解析が報告されている³⁹⁾。しかし、脱粒の場合は曲げを受けた状態で引張力やせん断力が作用するので、実際の状態を試験機にて再現することは難しい。そこで、引張試験の精度を考慮して、これまでの報告された方法^{33, 34)}と同様の低速での引張試験により、脱粒性の異なる日本晴、アケボノおよび密陽23について脱粒力および等価ばね定数を測定した。さらに、測定した脱粒力、枝梗の等価ばね定数および穀粒の質量がそれぞれ独立にGauss分布するとして、3変数の"シグマ確率²⁴⁾"を用いて、こぎ歯の速度に対する脱粒確率を推定した。

4.2 脱粒機構の解析

4.2.1 衝突時のこぎ歯と穀粒の姿勢の考察

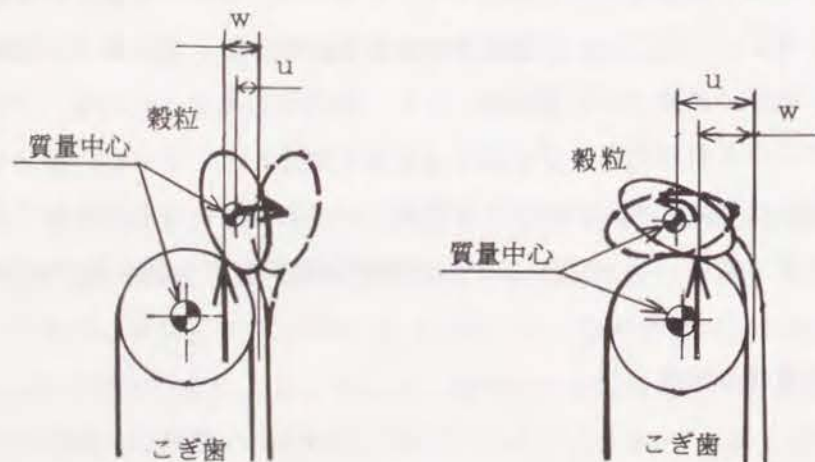
稲と衝突したこぎ歯は、穂軸または枝梗と接触した状態で移動する。このため、

こぎ歯の通過軌跡上にある穀粒は、移動してこぎ歯の通過を避けるか、あるいは脱粒されるかのどちらかである。

図4.1(a)のように、衝突時の穀粒の質量中心がこぎ歯と穀粒の接触位置と枝梗の中間にある場合で、衝突後の穀粒が破線で示した位置に移動してこぎ歯の通過を避けられる ($u < w$) 場合は、穀粒がこぎ歯から受けた力積は、小枝梗の引張力に変換され、引張力が脱粒力を上回れば脱粒する。

一方、穀は偏平楕円体であるため、図4.1(b)のようにこぎ歯と穀粒の接触点が、穀粒の質量中心と枝梗の中間にある ($u > w$) 場合は、こぎ歯の力の方向は穀粒をこぎ歯に押しつける方向に働き、穀粒は移動することができない。この場合は、小枝梗は曲げを受けた状態でこぎ歯から衝撃力を受け、小枝梗には、曲げ、引張りおよびせん断の各応力が作用するので、こぎ歯の速度が図4.1(a)の場合より遅くても脱粒する。こぎ歯の線径が細いほど、接触点は穀粒の質量中心と枝梗の中間に位置しやすくなり、この状態が発生しやすくなる。逆に、こぎ歯と穀粒の衝突時に葉やチャフがこぎ歯と穀粒の中間に存在して、直接接触できない場合は、図4.1(b)の状態は発生しにくくなる。自脱においては、図4.1(a), (b)の両方の衝突の仕方が併存して脱粒が行われていると考えられる。

枝梗の直角方向の運動量が大きい場合は、枝梗の付け根部が割られるようにはく離し、枝梗付き粒となって脱粒する。はく離力とは、枝梗が付け根部から割られる



(a) 横方向に移動できる場合

(b) こぎ歯に押しつけられる場合

図4.1 こぎ歯と穀粒の衝突時の姿勢

ように分離するのに必要な力と定義する。

4.2.2 衝突時に穀粒の受ける力積

穀粒つまり穀は偏平楕円体であるが実用上有効な解析を行うため、こぎ歯と穀粒の衝突は2球の衝突と仮定する。図4.2に示す中心線方向には運動量保存の法則と反発の法則が成立する。穀粒の質量に比べてこぎ歯の慣性能率は大きく、こぎ歯の速度 v_t は衝突の前後で変わらないため、穀粒の衝突後の速度 v_o とこの速度が中心線方向となす角度 θ_o について次式が成立する。

$$v_o \cos \theta_o = -e v_g \cos \theta_g + (1+e) v_t \cos \theta_t \quad (4.1)$$

ここで、

v_t : こぎ歯の衝突前の速度

v_g : 穀粒の衝突前の速度

v_o : 穀粒の衝突後の速度

e : こぎ歯と穀粒の反発係数

μ : こぎ歯と穀粒の動摩擦係数

θ_t : 衝突前のこぎ歯の速度が
中心線方向となす角度

θ_g : 衝突前の穀粒の速度が
中心線方向となす角度

θ_o : 衝突後の穀粒の速度が中心線方向となす角度

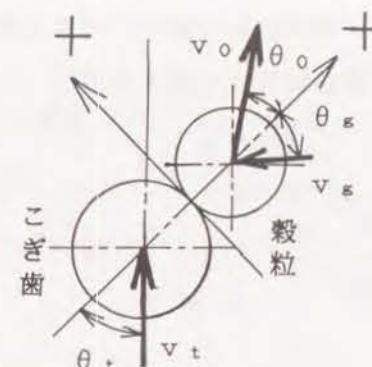


図4.2 衝突時の速度変化

ただし、中心線方向と接線方向は図4.2に示した方向を正とする。

中心線方向に作用する力を N とすると、接線方向には μN の力が作用する。力積は運動量の変化に等しいので、力積の中心線方向と接線方向の成分比から式(4.5)を得る。

$$\int N dt : \int \mu N dt = 1 : \mu \quad (4.2)$$

$$\int N dt = v_g \cos \theta_g - v_o \cos \theta_o \quad (4.3)$$

$$\int \mu N dt = v_g \sin \theta_g - v_o \sin \theta_o \quad (4.4)$$

$$v_o \sin \theta_o = v_g \sin \theta_g - \mu (1+e) (v_g \cos \theta_g - v_t \cos \theta_t) \quad (4.5)$$

式(4.1)と式(4.5)から、穀粒の衝突後の速度 v_o および角度 θ_o が求められる。 v_o は

質量に関係しないので、不稔粒のように質量の小さな穀粒は、こぎ歯から受ける力積が小さく脱粒しにくい。

4. 2. 3 力積と脱粒力—小枝梗の力学モデル

植物体である枝梗を、図4.3に示すMaxwellの4要素モデルとする。

ここで、
 m : 穀粒の質量
 c_1, c_2 : 要素の等価粘性減衰係数
 k_1, k_2 : 要素の等価ばね定数
 $x_1, x_2, x_3 = \dot{x}_2$: 状態変数 (変位および速度)
 y : 出力、枝梗に生じる引張力

とすると、穀粒 m に力積が作用する問題は初期値問題となるので、状態変数 x と引張力 y の関係は次式で表される。

$$\dot{x} = A x \quad (4.6)$$

$$y = c x \quad (4.7)$$

ここで、

$$A = \begin{bmatrix} -k_1/c_1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 \\ -k_1/m & -k_2/m & -c_2/m \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

$$c = [k_1, k_2, c_2] \quad (4.9)$$

図4.1(b)の状態での脱粒でも、こぎ歯との衝突時に穀粒の受けた力積が破断部に作用して生じることには変わりなく、引張り、曲げおよびせん断の各応力は相互に関連を持っているので、穀粒の持つ運動量は枝梗の引張力に変化すると考える。

式(4.1), (4.5)から求めた衝突後の穀粒の速度を v_0 とすると、初期条件は

$$x^T(0) = [0, 0, v_0] \quad (4.10)$$

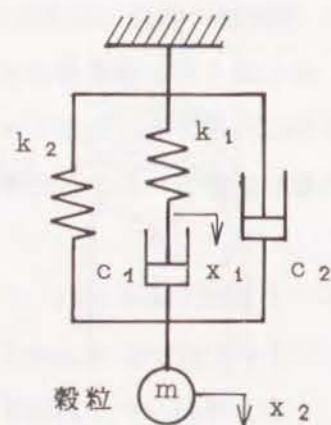


図4.3 枝梗の力学モデル

となり、小枝梗の引張力 y は $\phi(t, 0)$ を推移行列とすると次式となる。

$$y = c \phi(t, 0) x(0) \quad (4.11)$$

4. 2. 4 引張試験による4要素の同定

要素 k_1, k_2, c_1, c_2 は引張試験により決定する。引張試験時の引張速度を一定値 v_p として初期条件を0とすると、 x_3 の変化は

$$\begin{aligned} x_3 &= 0 & (t < 0) \\ &= v_p & (t > 0) \end{aligned} \quad (4.12)$$

となる。式(4.6)から x_1, x_2 と x_3 の関係は

$$\dot{x}_1 + \frac{k_1}{c_1} x_1 = x_3$$

$$\dot{x}_2 = x_3$$

であるので、これは x_3 を入力とするステップ応答になり、 x_1, x_2 は

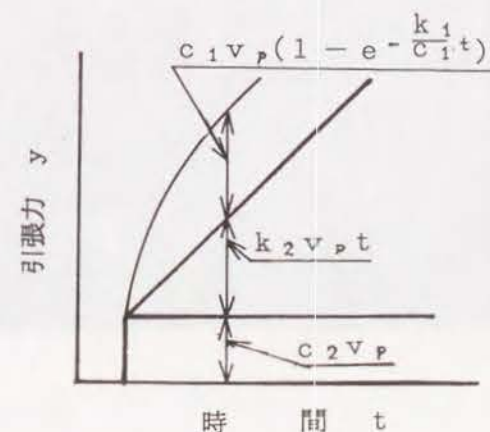
$$x_1 = \frac{c_1 v_p}{k_1} (1 - e^{-\frac{k_1}{c_1} t}) \quad (4.13)$$

$$x_2 = v_p t \quad (4.14)$$

となり、引張力 y は、式(4.7)から次式となる。

$$\begin{aligned} y &= c x = k_1 x_1 + k_2 x_2 + c_2 x_3 \\ &= c_1 v_p (1 - e^{-\frac{k_1}{c_1} t}) + k_2 v_p t + c_2 v_p \end{aligned} \quad (4.15)$$

図4.4
4要素モデルの
引張力の時間変化



このとき、引張力 y の経時変化は図4.4となる。このため、速度 v_p を変えた引張試験を行い、波形を観察すれば、要素 k_1 、 k_2 、 c_1 、 c_2 の値が推定できる。4要素の値が決定できれば、式(4.1)、(4.5)および(4.14)から衝突時に穀粒の受けた力積と枝梗に生じる引張力 y すなわち脱粒の関係が解析できる。

4.3 枝梗の引張試験

4.3.1 試験装置および方法

(1) 脱粒力および枝梗の等価ばね定数の測定

供試材料には、脱粒難品種として日本晴、脱粒易品種としてアケボノおよびインディカとジャポニカを掛け合わせた密陽23を用い、小型材料試験機（東洋計器製、テンシロンUTM-4L）を用い、図4.5の方法にて引張試験を行った。

上部のバイトで枝梗をクランプし、籾をピンセットでつまみ、このピンセットを下部のバイトで固定した。ピンセットを使用したのは、直接バイトでクランプした場合は、摩擦力不足で十分な引張力が加えられなかったためである。

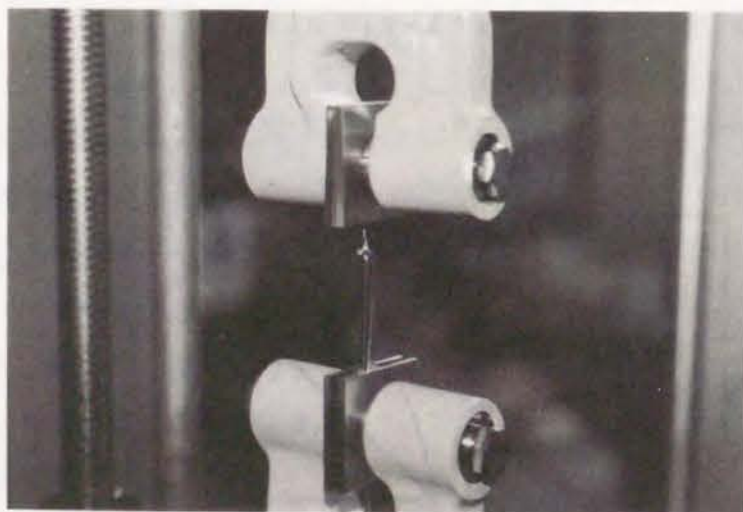


図4.5 枝梗の引張試験

引張速度(v_p)は、

0.0667 mm/s (4 mm/min)

6.667 mm/s (400 mm/min)

の2種類とした。枝梗と破断部の伸びの比率を把握するため枝梗の長さは、10 mmと40 mmの2種類として、ばらつきを把握するため、10本の稲から数個以上を採取して1条件につき50点以上の測定を行った。日本晴については

出穂後 20日、30日、40日、50日、60日

と熟期による変化も測定した。

(2) はく離力および葉の切断力の測定

引張速度 0.0667 mm/s にて、穀粒を図4.6のように軸と直角方向に引っ張り、小枝梗と1次枝梗のはく離力を測定した。はく離力試験は、図4.6(b)に示すように籾つき枝梗の下部を上部のバイトでクランプし、下部のピンセットで籾をクランプして引っ張った際にはく離を生じるようにした。

葉の切断力については、こぎ室内に、供給される止葉について上下とも直接バイトでクランプし、切断するまでの荷重を測定した。

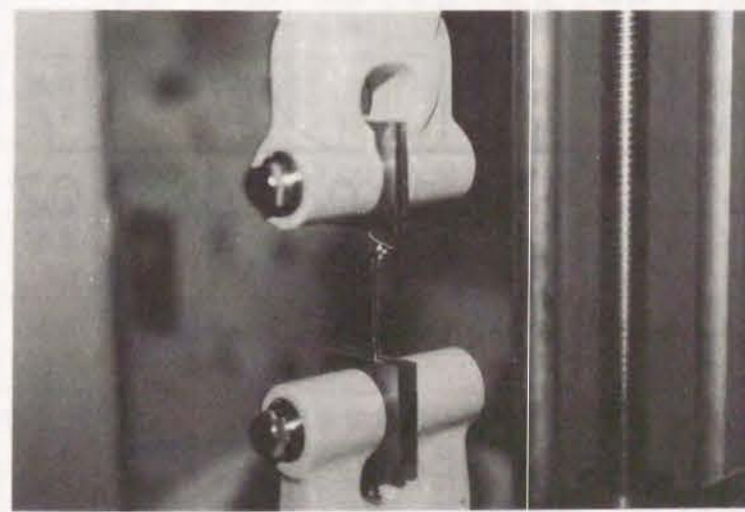


図4.6 小枝梗のはく離試験

4. 3. 2 試験結果および考察

(1) 脱粒力および枝梗の等価ばね定数の試験結果

初めに、引張速度の影響を考察する。日本晴の枝梗長さ40mmの引張速度の異なる実測波形を図4.7に示す。横軸の伸びを同スケールに目盛った両波形は、引張速度に関係なくほぼ同形をしており、立ち上りは滑らかで脱粒までの引張力は、伸びに比例してほぼ直線的に変化している。このことから、式(4.14)の k_1 、 c_1 および c_2 の影響は小さく、近似的に

$$k_1=0, \quad c_1=\infty \quad \text{および} \quad c_2=0$$

と置ける。このため、枝梗の特性はばね k_2 で代用できる。そこで、脱粒までの伸びと脱粒力の比を枝梗の等価ばね定数 k とした。

品種、熟期等条件別の試験結果を表4.1に示す。

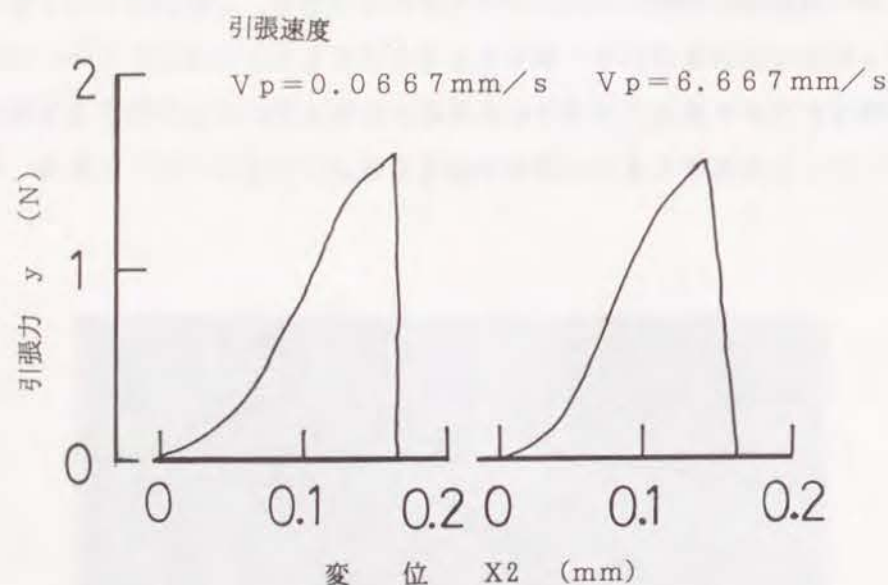


図4.7 引張速度の異なる引張力実測波形

(2) 脱粒力および枝梗の等価ばね定数の考察

表4.1の結果を条件ごとに個別にグラフにして考察する。

図4.8に引張速度別、熟期別の平均脱粒力の変化を示す。品種による差は大きく、アケボノと密陽23の脱粒力は日本晴の約50%であった。アケボノと密陽23の差は少ないがアケボノのほうが少し脱粒しにくい。引張速度の影響は生じなかった。日

表4.1 品種別脱粒力及び枝梗の等価ばね定数

出穂後 日数 (日)	含水率 上段粒 下段茎 (wb) (%)	引張 速度 (m/s)		σ は標準偏差					
				脱粒 力 (N)	等価ば ね定数 (N/mm)	脱粒 力 (N)	等価ば ね定数 (N/mm)	脱粒 力 (N)	等価ば ね定数 (N/mm)
				全データ平均		小枝梗長10mm		小枝梗長40mm	
[日本晴] 20 生材	45.7 74.0	0.0667 6.67	平均値	1.71	2.24	1.78	2.60	1.66	1.92
			σ	0.374	0.731	0.286	0.798	0.429	0.482
			平均値	1.71	2.71	1.74	2.98	1.70	2.58
			σ	0.204	1.41	0.239	1.17	0.185	1.34
30 生材	36.9 76.2	0.0667 6.67	平均値	1.61	3.08	1.70	3.87	1.54	2.38
			σ	0.276	1.26	0.321	1.22	0.197	0.790
			平均値	1.60	2.55	1.62	2.50	1.58	2.60
			σ	0.224	0.966	0.197	0.941	0.248	0.992
40 生材	31.2 78.4	0.0667 6.67	平均値	1.66	3.36	1.75	4.41	1.58	2.35
			σ	0.251	1.60	0.240	1.65	0.234	0.578
			平均値	1.72	2.43	1.77	2.53	1.67	2.34
			σ	0.279	0.883	0.324	0.922	0.222	0.774
50 生材	23.1 74.1	0.0667 6.67	平均値	1.63	2.64	1.66	3.29	1.60	1.99
			σ	0.276	0.960	0.320	0.912	0.219	0.400
			平均値	1.52	2.63	1.55	2.55	1.50	2.69
			σ	0.277	0.986	0.264	1.02	0.284	0.947
60 生材	19.0 63.4	0.0667 6.67	平均値	1.90	2.81	1.89	3.52	1.91	2.10
			σ	0.305	1.21	0.327	1.25	0.281	0.570
			平均値	1.49	2.06	1.49	2.30	1.49	1.84
			σ	0.363	1.13	0.311	1.29	0.403	0.896
乾材	15.3 19.9	0.0667	平均値					2.19	3.17
			σ					0.515	1.21
[アケボノ] 50 生材	20.3 73.0	0.0667 6.67	平均値	0.864	1.82	0.745	2.35	0.966	1.37
			σ	0.510	1.32	0.416	1.55	0.559	0.861
			平均値	0.969	1.50	1.03	1.70	0.907	1.29
			σ	0.520	0.819	0.556	0.768	0.483	0.826
乾材	14.0 15.0	0.0667	平均値					0.894	1.77
			σ					0.439	0.511
[密陽23] 40 生材	34.5 78.6	0.0667 6.67	平均値	0.799	1.40	0.737	1.39	0.848	1.41
			σ	0.348	0.672	0.274	0.679	0.391	0.667
			平均値	0.754	2.23	0.960	2.31	0.547	2.14
			σ	0.555	1.22	0.684	1.20	0.252	1.23
乾材	16.5 16.0	0.0667	平均値					0.794	1.75
			σ					0.235	0.628

本晴では熟期による変化もみられず、作物学の関係者が言われる”日本晴は自然に脱粒する性質を既に失っているといわれている”ことを裏づける結果となった。

図4.9に枝梗の長さ別、熟期別の平均脱粒力の変化を示す。脱粒力は枝梗の長さに関係せず一定であり、特定の場所が破断して脱粒が生じていることが明らかとなった。

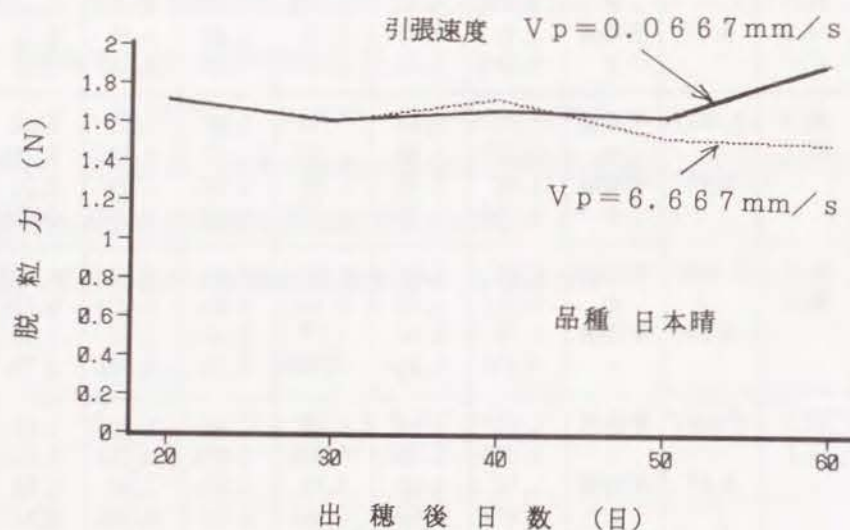


図4.8 引張速度別、熟期別脱粒力

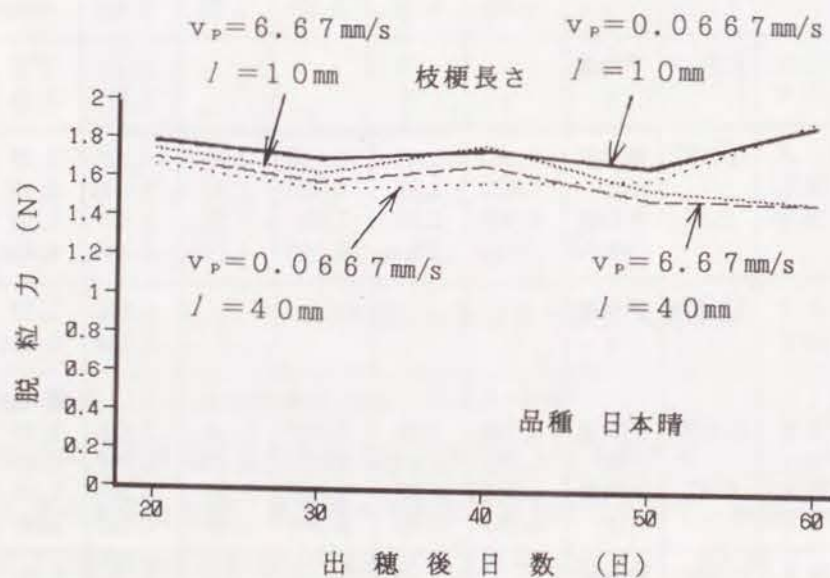


図4.9 枝梗の長さ別、熟期別脱粒力

これに対して枝梗の等価ばね定数 k は、図4.10、図4.11に示すように、枝梗が長くなるほど低くなり、引張試験を行った場合、枝梗全体が伸びることが明らかとなった。脱粒力と同様、熟期による変化は少なかったが、品種による差が生じた。

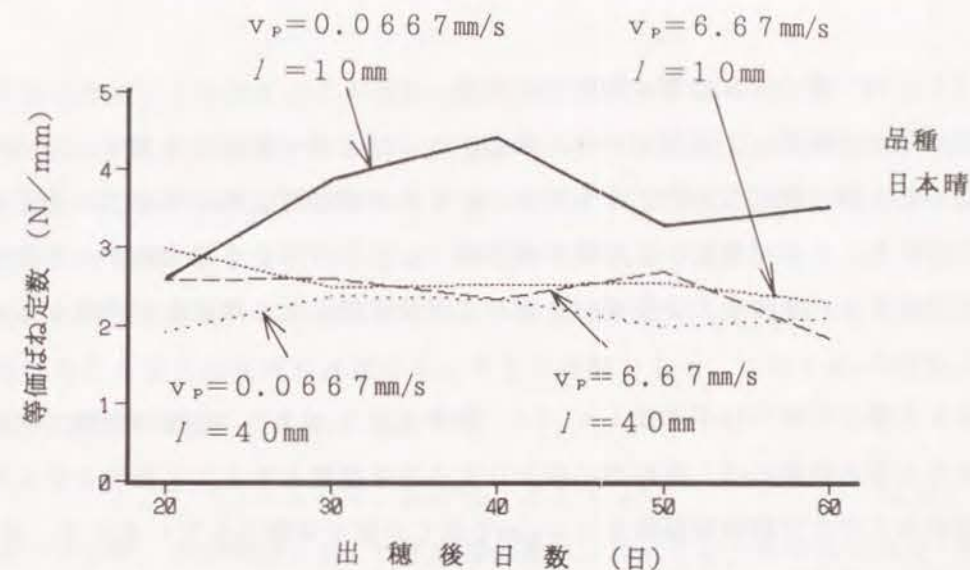


図4.10 枝梗の長さ別、熟期別等価ばね定数

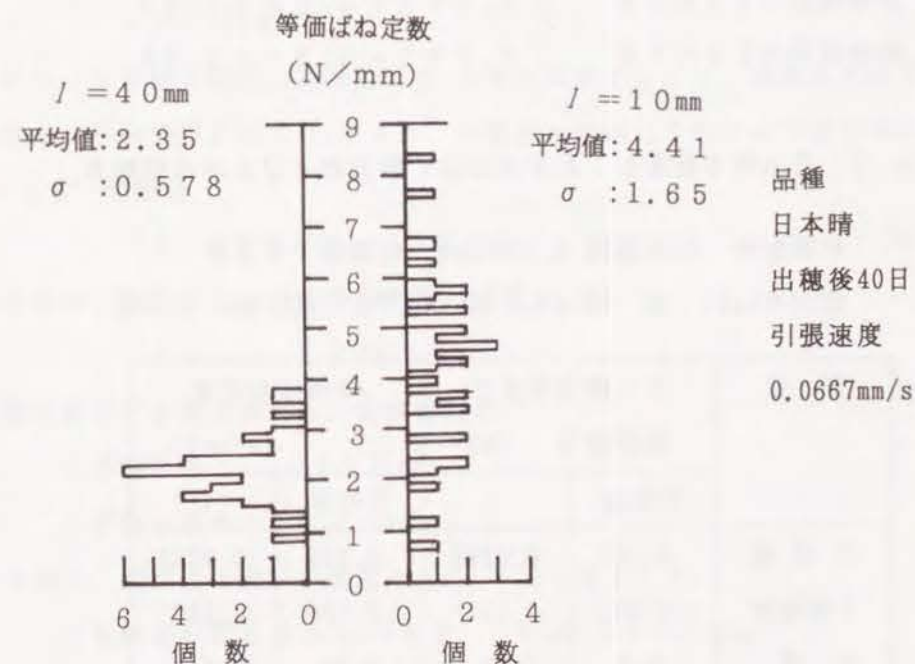


図4.11 枝梗の長さ別、等価ばね定数ヒストグラム

20日間陰干し乾燥した稲の試験結果について、脱粒力は、日本晴は増加したがアケボノと密陽23の変化は少なかった。一般に乾燥すると脱粒性が悪くなると言われるが、本試験結果では日本晴はこの傾向を示したが、アケボノと密陽23では大きな変化はなかった。等価ばね定数は、3品種とも高くなる傾向を示した。

(3) はく離力および葉の切断力の考察

日本晴の小枝梗と1次枝梗のはく離力、および止葉の切断力を表4.2に示す。小枝梗のはく離は脱粒力の約10%で生じ、1次枝梗のはく離は脱粒力の約50%の力で生じた。この結果は、こぎ歯が櫛で梳くように作用する場合以外の作用を、穀粒に及ぼすと、小さな力で枝梗付き粒およびはく離による穂切れが発生することを示している。

また止葉の切断力は平均値16.6N、標準偏差5.3Nで、枝梗の脱粒力の約10倍となり葉の切断には、脱粒力の約10倍の力を必要とすることが明らかとなった。

自脱内ではこぎ胴軸回転数550rpmで全ての葉が切断されているので、葉の切断力のばらつきがGauss分布にしたがうとみなした場合、こぎ歯に巻き付いた状態で葉に生じる力は、

$$\begin{aligned} \text{標準偏差の } 2\sigma \text{ のとき} & \quad 16.6 + 2 \times 5.3 = 27.2 \text{ N} \\ \text{標準偏差の } 3\sigma \text{ のとき} & \quad 16.6 + 3 \times 5.3 = 32.5 \text{ N} \end{aligned}$$

表4.2 日本晴小枝梗と1次枝梗のはく離力および止葉の切断力

試験条件 引張速度 0.0667m/s, 出穂後 53日
含水率(wb) 籾 22.4%, 葉 70.7%, 茎上部 76.3%

部 位	はく離力および 葉切断力 (N)		等価ばね定数 (N/mm)	
	平均値	σ	平均値	σ
小 枝 梗	0.167	0.0746	0.143	0.0782
1 次 枝 梗	0.891	0.437	0.606	0.289
止 葉	16.6	5.30	3.59	1.46

σ は標準偏差

となる。すなわち、自脱のこぎ室内でこぎ歯に巻き付いた葉には、2.5Nあるいは3.0Nを越す力が生じていると推定される。

4.4 衝突後の穀粒の速度

整そ歯の作用による穀粒のこぎ胴軸方向の最大速度は、第3章式(3.19)から、こぎ歯の速度の約10%と遅い。一方、補強歯の作用による穀粒のこぎ胴軸方向の最大速度は、式(3.23)の数値計算からこぎ歯の速度とほぼ等しい速度となるが、最大速度を有した状態で、となりのこぎ歯に衝突する穀粒は少なく、また、こぎ歯と穂が衝突した瞬間を除き、こぎ歯は穂軸あるいは枝梗と接触して移動するため、大部分の穀粒のこぎ歯との衝突前速度は0と考えて考察できる。このため、式(4.1)と(4.5)から衝突後の穀粒の速度 v_0 は

$$v_0 = (1+e) v_t \cos^2 \theta_t \sqrt{1+\mu^2} \quad (4.16)$$

とする。ここで、反発係数 e および動摩擦係数 μ については、李昇揆の鋼板と穀粒の測定値⁴⁵⁾、 $e=0.45$ 、 $\mu=0.3$ を用いる。 $\mu=0.3$ のとき、 $\sqrt{1+\mu^2}$ は θ_t の推定精度から無視できるので、速度 v_0 は

$$v_0 = (1+e) v_t \cos \theta_t \quad (4.17)$$

とおける。こぎ歯と穀粒の衝突角度 θ_t の検討範囲としては、最悪条件の $\theta_t=0^\circ$ の場合と、平均的値として $\theta_t=45^\circ$ の場合を検討しておけば十分と考えられる。 $\theta_t=45^\circ$ の場合

$$(1+e) \cos \theta_t = 1.025 \quad (4.18)$$

であるので1とすると、衝突後の穀粒の速度 v_0 は

$$v_t < v_0 < 1.45 v_t$$

の範囲を分布する推定される。供試自脱の

こぎ胴半径： $r_c=180\text{ mm}$

こぎ歯の高さ： $h=70\text{ mm}$

であるので、衝突後の穀粒の速度 v_0 は、下記の値をとる。

こぎ胴回転数550rpmのとき $v_0=21\sim10\text{ m/s}$

" 200rpmのとき $v_0=7.5\sim3.5\text{ m/s}$

4. 5 脱粒確率としてのシグマ確率

4. 5. 1 脱粒に必要な穀粒の速度

前節に述べたように、速度を変えた引張試験結果から近似的に

$$k_1 = 0, \quad c_1 = \infty \quad \text{および} \quad c_2 = 0$$

となる。したがって

$$k_2 = k$$

とおくと、式(4.6), (4.7)から

$$\ddot{x}_3 = -\frac{k}{m} x_2 \quad (4.19)$$

$$\ddot{x}_2 + \omega_n^2 = 0 \quad (4.20)$$

$$\text{ここで, } \omega_n = \sqrt{k/m}$$

$$y = c \phi(t, 0) v_0 \quad (4.21)$$

$$\phi(t, 0) = \frac{1}{\omega_n} \sin \omega_n t \quad (4.22)$$

が得られる。これにより、衝突時の穀粒の初期速度 v_0 に対する枝梗の引張力 y は

$$y = v_0 \sqrt{mk} \sin(\sqrt{k/m} t) \quad (4.23)$$

となる。ここで、式(4.23)の固有角振動数 $\omega_n = \sqrt{k/m}$ は、

$m = 30 \text{ mg}$: 穀粒の質量

$k = 2.5 \text{ N/mm}$: 枝梗の等価ばね定数

のとき、

$$\omega_n = 1 \times 10^7 \text{ s}^{-1}$$

であり、短時間で最大値に達するため

$$\sin \omega_n t \approx 1$$

とすると、式(4.23)は

$$y = v_0 \sqrt{mk} \quad (4.24)$$

引張試験による脱粒力を F_d とすると

$$y > F_d \quad (4.25)$$

のとき脱粒するので、脱粒に必要な穀粒の初期速度 v_d は次式となる。

$$v_d > F_d / \sqrt{mk} \quad (4.26)$$

4. 5. 2 シグマ確率²⁴⁾

脱粒力 F_d 、穀粒の質量 m および等価ばね定数 k のばらつきを考慮して、脱粒に必要な速度 v_d を求めるために、“シグマ確率”の考え方をを用いる。シグマ確率とは、脱粒力 F_d 、穀粒の質量 m および等価ばね定数 k の3変数が独立に Gauss 分布（標準偏差 σ ）にしたがう場合、各変数がそれぞれ 1σ , 2σ , 3σ の値を持つとき、何パーセントのものがこの範囲に入るかを表したものである。3変数が独立に Gauss 分布をなすときの共分散行列 P は次式で与えられる。

$$P = E \begin{bmatrix} \sigma_F^2 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_m^2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_k^2 \end{bmatrix} \quad (4.27)$$

ここで、 σ_F は脱粒力 F_d の、 σ_m は質量 m の、そして σ_k は等価ばね定数 k の標準偏差である。所定の確率で脱粒するのに必要な速度 v_d の問題は、3変数をベクトル

$$\mathbf{x}^T = [F_d, m, k] \quad (4.28)$$

としたとき、 \mathbf{x} が楕円体

$$(\mathbf{x} - \bar{\mathbf{x}})^T P^{-1} (\mathbf{x} - \bar{\mathbf{x}}) = I^2 \quad (4.29)$$

の内側にある確率を求めることである。 I は標準偏差の何倍の楕円に相当するかを表す。たとえば、 $I = 2$ のときは3変数が 2σ の範囲に入る値を持つときの確率で $I = 3$ のときは3変数が 3σ の範囲に入る値を持つときの確率を表す。

変数 $n = 3$ のとき、楕円の中にはいる確率は、 $\text{erf}(x)$ を誤差関数として次式で与えられる²⁴⁾。

$$\begin{aligned} q(I) &= \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^I \exp\left(-\frac{1}{2} r^2\right) r^2 dr \\ &= \text{erf}\left(\frac{I}{\sqrt{2}}\right) - \frac{\sqrt{2}}{\pi} \exp\left(-\frac{1}{2} I^2\right) \end{aligned} \quad (4.30)$$

脱粒確率としてのシグマ確率 $\sigma(l)$ は $l=0$ のときの確率が 50% となるため、楕円の中にはいる確率 $q(l)$ の 2 分の 1 の値を用いて次式にて求めた。

$$\sigma(l) = \frac{q(l)}{2} + 0.5 \quad (4.31)$$

シグマ確率 $\sigma(l)$ を表 4.3 に示す。

表 4.3 シグマ確率

l	0	1	1.5	2	2.5	3
$\text{erf}\left(\frac{l}{\sqrt{2}}\right)$	0	0.683	0.707	0.955	0.960	0.997
$\sqrt{\frac{2}{\pi}} l \exp\left(-\frac{l^2}{2}\right)$	0	0.484	0.389	0.216	0.0876	0.0266
$\frac{q(l)}{2}$	0	0.0995	0.159	0.370	0.436	0.485
シグマ確率 $\sigma(l)$	0.5	0.600	0.659	0.870	0.936	0.986

4.6 シグマ確率別の脱粒に必要な穀粒の速度

シグマ確率別に脱粒に必要な速度 v_d を品種ごとに求めた。脱粒力、等価ばね定数および穀粒の質量は、表 4.1 と表 2.3 の値をまとめた表 4.4 の値を用いた。結果を表 4.5 に示す。この表から、たとえば、日本晴稔実粒において 3 変数が標準偏差で 2σ の値が重なった場合、つまり

脱粒力 : $F_d = 2.1 \text{ N}$,

等価ばね定数 : $k = 1.3 \text{ N/mm}$,

質量 : $m = 27 \text{ mg}$

のとき、脱粒に必要なこぎ歯との衝突後の穀粒の速度は式(4.26)から

$$v_0 = 12.2 \text{ m/s}$$

表 4.4 解析に用いる脱粒力、枝梗の等価ばね定数および穀粒の質量

σ は標準偏差

品 種	脱 粒 力 (N)		等価ばね定数 (N/mm)		穀粒の質量 (mg)	
	平均値	σ	平均値	σ	平均値	σ
日 本 晴	1.60	0.25	2.30	0.60	33.0	3.0
アケボノ	0.95	0.25	1.40	0.40	37.0	2.5
密陽 2 3	0.85	0.20	1.40	0.40	37.0	2.0
日本晴 (乾材)	2.20	0.30	3.20	0.60	27.0	2.5

表 4.5 品種別、シグマ確率別の脱粒に必要な穀粒の速度

単位 (m/s), σ は標準偏差

シグマ確率	平均値	1σ	1.5σ	2σ	2.5σ	3σ
品種 (%)	50.0	60.0	65.9	87.0	93.6	98.6
日 本 晴	5.8	8.0	9.9	12.2	15.5	21.5
アケボノ	4.2	6.5	8.2	10.5	14.2	22.1
密陽 2 3	3.7	5.6	7.0	8.9	11.9	18.4
日本晴 (乾材)	7.5	9.9	11.4	13.3	15.7	18.8

であり、この速度を有していれば 87% が脱粒する。同様に、3 変数が標準偏差で 3σ の値が重なった場合、つまり

脱粒力 : $F_d = 2.35 \text{ N}$,

等価ばね定数 : $k = 0.5 \text{ N/mm}$,

質量 : $m = 24 \text{ mg}$

のとき、脱粒に必要な速度は

$$v_0 = 21.5 \text{ m/s}$$

であり、この速度を有していれば99%が脱粒する。

自脱の脱粒過程の解析には、こぎ歯と穀粒がどれだけの確率で衝突できるかの衝突確率と、衝突した場合にどれだけの確率で脱粒できるかの確率の2つが必要である。本章でのシグマ確率は、後者の確率を表すものである。衝突確率および実機での脱粒確率との関連については第8章で述べる。

4.7 まとめ

脱粒において最も影響を与える要因は、こぎ歯の速度と穀粒を小枝梗から離脱するのに必要な脱粒力と考え、衝突時のこぎ歯と穀粒の姿勢、および、こぎ歯と穀粒の衝突時に穀粒の受ける力積と脱粒の関係を考察し脱粒機構の解析を行った。

こぎ歯と穀粒の衝突の仕方あるいは姿勢には、図4.1(a)と(b)の2種類あり脱粒に必要なこぎ歯の速度が異なるが、こぎ歯から衝撃を受けたとき枝梗の脱粒部に作用する曲げ、引張りおよびせん断の各応力は相互に関連を持っているので、どちらの場合もこぎ歯との衝突時に穀粒の受けた力積が枝梗の引張力に変化するとし解析を行った。衝突時の力積の受け渡しは、こぎ歯と穀粒の衝突を2球の衝突とみなして解析した。

脱粒性の異なる日本晴、アケボノおよび密陽23について、引張試験を行い脱粒力および力積を引張力に換算するために必要な枝梗の等価ばね定数を決定した。

脱粒力、枝梗の等価ばね定数および穀粒の質量がそれぞれ独立にGauss分布するとして、実測値を用いて品種別およびシグマ確率別に、脱粒に必要なこぎ歯の速度つまりこぎ歯回転数と衝突後の穀粒の速度を求めた。

所定のこぎ歯の速度と稲の品種が指定された場合の脱粒確率を解析した。

5.1 実験の目的

前章までに、こぎ室内での稲の運動と脱粒機構について解析した。次に、これらを実験により検証する必要があるが、自脱は稲が層状になってこぎ室内に供給され、さらに観察場所が受網部に限られるため、自脱による実験だけでは、こぎ室内での稲の運動の観察およびこぎ歯に生じる力の計測は難しい。このため、実機による実験と並行して、2種類の脱穀模型実験機を試作し、ストロボ写真撮影とこぎ歯の歪の計測により脱穀理論の実証を行った。

一方、本研究は、電子制御を付加することにより脱穀機の処理能力を向上することを最終目的としている。脱穀機の設計を考える場合、日本では稲の収穫を第一に考える必要があるが、茎、穂軸および枝梗の剛性が低く脱粒難の稲の脱穀では、品質および消費動力の両面から現状の穂先供給式が最も有利と考えられる。しかし、自脱は元来制御を行うようには設計されていないため、電子制御装置を付加しても処理能力の向上には限度があり、この目的を達成するには、最初から制御を前提として脱穀機を設計する必要がある。このためには、脱穀理論に基づいて設定した条件下で自脱と同性能の脱粒の可否の確認により、自脱と異なる脱穀方式の場合でも、これらの理論が適用できることを実証する必要がある。さらに、脱穀状態のセンシングの可否を確認することが必要である。このため、模型実験においてはこれらの項目の確認も並行して行った。

製作したA、B2種類の実験装置は、両装置とも1本の棒状こぎ歯を油圧モータにとりつけ、油圧モータの回転を制御することにより、こぎ歯を所定の速度、所定の角度で所定の回数、稲の所定の位置に衝突させることができる。こぎ歯は計測、解析を正確に行うために線径2aの片持はりとした。

実験Aの目的は、主としてこぎ歯と衝突した際の稲の動きの観察することである。動きが観察しやすいように、葉を除去した1本の稲を垂直に吊るし、これにこぎ歯を衝突させた。この実験に用いた実験装置Aを図5.1に示す。

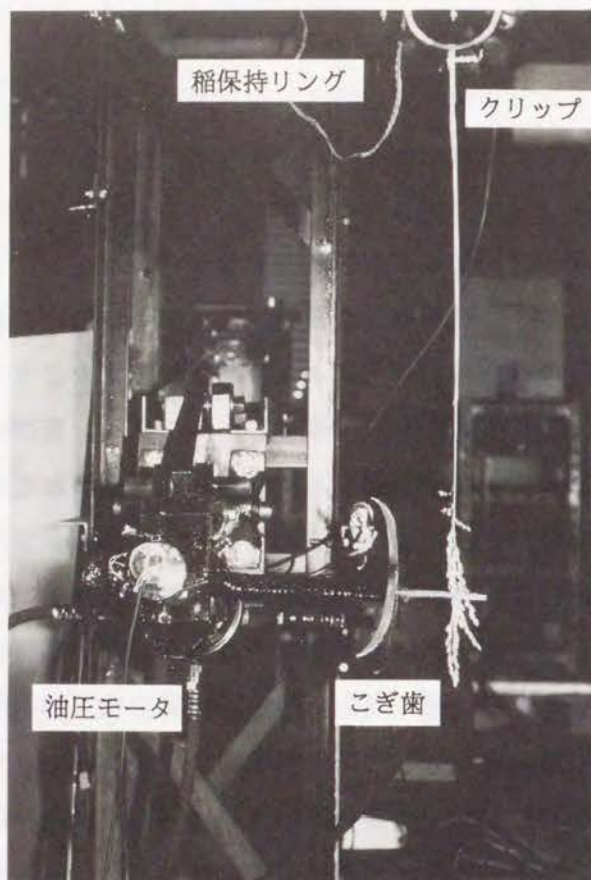


図 5.1
実験装置 A



図 5.2
実験装置 B

実験 B の目的は、

- 1) こぎ歯に作用する力の計測
- 2) 脱穀理論に基づいて設定した条件下での自脱と同性能の脱粒の可否の判定、
- 3) 穂切れの発生の制御および穂切れ時のセンシングの可否の判定

を行うことである。このため、水平に保持した稲にこぎ歯を作用させた。この実験に用いた実験装置 B を図 5.2 に示す。

5.2 脱穀時の基礎方程式

5.2.1 x y 面での稲の運動

模型実験機にて、稲の運動の観察と脱粒機構の解析の検証が可能であることを確認するため、模型実験機と実機の脱穀時の基礎方程式が、同一であることを確認する。実験装置 B のこぎ歯と稲の位置関係を図 5.3 に示す。稲の茎の方向を x 軸、こぎ歯の回転軸を y 軸とし、x y 面に直角の方向を z 軸とする。ただし、実機の場合と同様に、座標の原点は、問題に合わせて適宜移動する。

こぎ歯の回転軸の角速度を ω 、原点 O から衝突点までのこぎ歯の回転半径を r とすると、こぎ歯の周速度 v は次式となる。

$$v = r \omega \quad (5.1)$$

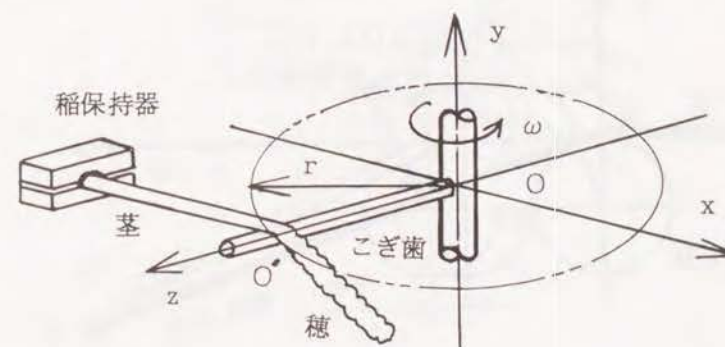


図 5.3 実験装置 B のこぎ歯と稲の関係

こぎ歯の断面と稲の関係は図5.4となる。原点Oから任意の質点j（質量 m_j の穀粒の位置）までの距離を l_{0j} とし、y軸方向の初期位置を h_{0j} とする。t=0でのこぎ歯の回転面（zx面）と穂の初期傾き角 α_0 は次式となる。

$$\alpha(0) = \alpha_0 = \sin^{-1} \frac{h_{0j}}{l_{0j}} \quad (5.2)$$

ここで、こぎ歯が稲と接触している間の回転半径rの変化は無視し、こぎ歯はx軸方向に速度vで移動するものと仮定する。穂軸または枝梗とzx面との傾き角度を $\alpha(t)$ とすると、こぎ歯は時刻tからt+dtの間にvdt移動し、この正弦成分がdt間に $\alpha(t)$ をd α 増加させるのでd α は次式となる。

$$d\alpha = \sin^{-1} \frac{v dt \sin \alpha(t)}{l_j(t)} \quad (5.3)$$

$$\text{ここで, } l_j(t) = l_{0j} - vt - a\alpha(t) \quad (5.4)$$

$\alpha(t)$ の計算は数値計算によるので、離散形で表示すると

$$\alpha_{k+1} = \alpha_k + \sin^{-1} \frac{v \Delta t \sin \alpha_k}{l_{0j} - vt - a\alpha_k} \quad (5.5)$$

となる。したがって、原点Oからの質点jまでの距離 x_j と y_j は次式となる。

$$\left. \begin{aligned} x_j &= vt + a \sin \alpha(t) + l_j(t) \cos \alpha(t) \\ y_j &= a(1 - \cos \alpha(t)) + l_j(t) \sin \alpha(t) \end{aligned} \right\} \quad (5.6)$$

これらの式は、自脱のこぎ歯が傾斜角 ϕ を持たない場合に成立する第3章の式(3.20)～(3.23)と同じである。

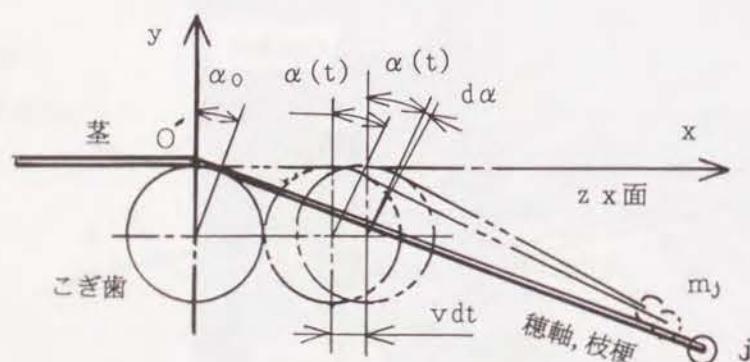


図5.4 こぎ歯の移動による傾き角 α の変化

5.2.2 こぎ歯と穂軸等に作用する力

質点jの質量を m_j とし、これに生じる加速度のxy平面の成分を

$$\ddot{u}_j = \sqrt{\ddot{x}_j^2 + \ddot{y}_j^2} \quad (5.7)$$

とすると、穂軸等に生じる張力 T_1 は

$$T_1 = \sum_{j=1}^n m_j \ddot{u}_j \quad (n: \text{質点数}) \quad (5.8)$$

となる。図5.5に示すように、張力 T_1 により固定端側に作用する張力 T_2 は、こぎ歯と穂軸等の動摩擦係数を μ 、穂軸等のこぎ歯への巻付角度を β とすると

$$T_2 = T_1 e^{\mu \beta} \quad (5.9)$$

となる。初期傾き角 α_0 が大きい場合張力 T_1 、 T_2 が増加し、張力 T_2 が穂軸等の引張強さを越えたとき穂切れが生じる。張力 T_1 と T_2 によりこぎ歯の断面の法線方向に作用する力 F_n は、

$$F_n = T_1 (1 + e^{\mu \beta}) \sin \frac{\beta}{2} \quad (5.10)$$

となる。この力 F_n がこぎ歯に作用する。式(5.7)～(5.10)は、第3章の式(3.25)～(3.34)と同じである。

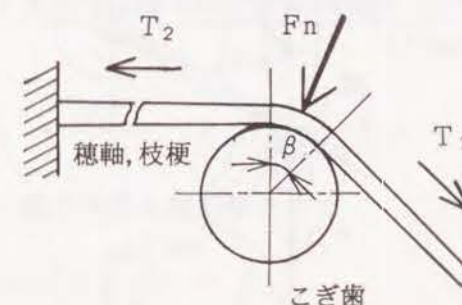


図5.5 こぎ歯に作用する力

5. 2. 3 z x 面での稲の運動

z x 面での稲の運動の観察は、実験装置 A にて行う。式(5.10)の力 F_n により x 軸方向に生じるこぎ歯への抵抗力 F_x は

$$F_x = F_n \left(\sin \frac{\beta}{2} + \mu \cos \frac{\beta}{2} \right) \quad (5.11)$$

となる。この力によって穂はこぎ歯に沿って運動する。このとき、実験装置 A に生じる力の関係を図 5.6 に示す。t = 0 で穂に衝突する位置でのこぎ歯と z 軸のなす初期角度を γ_0 とし、こぎ歯の角速度を ω として

$$\phi(t) = \omega t + \gamma_0 \quad (5.12)$$

すると、穂に作用するこぎ歯の軸心方向の力 F_r は条件ごとに次式となる。

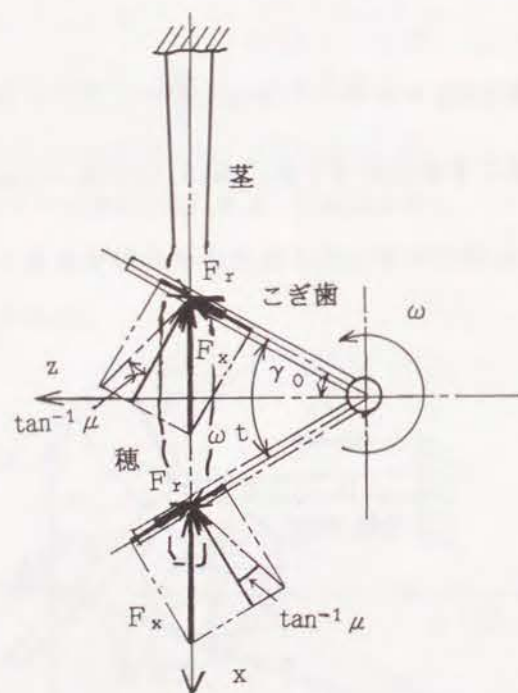


図 5.6 穂に作用するこぎ歯の軸心方向の力

$\phi(t) < -\tan^{-1} \mu$ の場合

$$F_r = F_x (\sin \phi(t) + \mu \cos \phi(t)) \quad (5.13)$$

このとき、穂はこぎ歯の回転軸から離れる方向に移動する。

$-\tan^{-1} \mu < \phi(t) < \tan^{-1} \mu$ の場合

$$F_r = 0 \quad (5.14)$$

この条件では、摩擦力のため穂は移動できない。

$\phi(t) > \tan^{-1} \mu$ の場合

$$F_r = F_x (\sin \phi(t) - \mu \cos \phi(t)) \quad (5.15)$$

このとき、穂はこぎ歯の回転軸に近づく方向に移動する。

自脱のこぎ歯は図 3.12 の傾き角 ϕ_0 を有するが、模型実験機では棒状こぎ歯のため $\phi_0 = 0$ である。このため、式(5.13)～(5.15)と式(3.36)～(3.38)はこの点に関してのみ

異なる。

以上のように、x y 面、z x 面の稲の運動、こぎ歯と穂軸に作用する力とも、模型実験機は自脱と同じ運動方程式が成立する。したがって、模型実験において脱穀理論の実証が行える。

5. 3 こぎ歯に作用する力

こぎ歯は片持はりとなるので、はりの横振動の理論⁷²⁾が適用できる。はりの横振動の運動方程式は、

$$\rho A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} (E J \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}) = 0 \quad (5.16)$$

となる。こぎ歯は断面一様の中実丸棒であるので

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a_p^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0 \quad (5.17)$$

$$a_p^2 = \frac{E J}{\rho A} \quad (5.18)$$

ここで、E : 縦弾性係数

J : 断面 2 次モーメント

ρ : 比重, A : 断面積

規準関数を $Y(x)$, 規準座標を $q(t)$ とすると, $y(x, t)$ は

$$y(x, t) = Y(x)q(t) = Y(A \sin \omega_i t + B \cos \omega_i t) \quad (5.19)$$

となる. この式を式(5.17)に代入すると

$$\frac{d^4 Y}{dx^4} - \frac{\omega^4}{a_p^2} Y = 0 \quad (5.20)$$

となる. ここで

$$k^4 = \frac{\omega^2}{a_p^2} \quad (5.21)$$

とすると, 式(5.20)は

$$\frac{d^4 Y}{dx^4} - k^4 Y = 0 \quad (5.22)$$

となり, 一般解は次式となる.

$$Y_i(x) = C_1 \cosh k_i x + C_2 \sinh k_i x + C_3 \cos k_i x + C_4 \sin k_i x \quad (5.23)$$

全長 l の片持はりの境界条件は

$$Y(0) = Y'(0) = Y''(l) = Y'''(l) = 0 \quad (5.24)$$

となるので, 振動数方程式は

$$1 + \cosh k_i l \cos k_i l = 0 \quad (5.25)$$

となる. i 次の規準振動を添え字 i で表示すると, これを満足する $k_i l$ は表 5.1 となる.

表 5.1 i 次の規準振動の $k_i l$ の値

$k_1 l$	$k_2 l$	$k_3 l$	$k_4 l$	$k_5 l$	$k_6 l$
1.875	4.694	7.855	11.00	14.14	17.28

固有角振動数 ω_i は l が既知であれば

$$\omega_i = a_p \left(\frac{k_i l}{l} \right)^2 \quad (i = 1, 2, \dots) \quad (5.26)$$

で求められる.

次に, 規準関数は

$$Y_i = C \{ (\sinh k_i l + \sin k_i l) (\cosh k_i x - \cos k_i x) - (\cosh k_i l + \cos k_i l) (\sinh k_i x - \sin k_i x) \} \quad (5.27)$$

となる. したがって, 曲げ振動の一般解は次式となる.

$$y(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} Y_i(x) q_i(t) = \sum_{i=1}^{\infty} Y_i (A_i \sin \omega_i t + B_i \cos \omega_i t) \quad (5.28)$$

各規準振動数のときの振幅比を検討するため, 自由端を y_0 だけ変位させ, 放す場合の自由振動を検討する. 初期条件は, はりの静たわみ曲線から

$$y(x, 0) = y_0 \frac{x^2}{2l^2} \left(3 - \frac{x}{l} \right), \quad \frac{\partial}{\partial t} y(x, 0) = 0 \quad (5.29)$$

とする. 境界条件は, 式(5.24)と同じである.

式(5.17)を, 式(5.29)の初期条件を用いて t について Laplace 変換すると

$$L[y''''(x, t)] = s^4 Y_t - s^3 y(x, +0) - s^2 y'(x, +0) - s y''(x, +0) - y'''(x, +0) \quad (5.30)$$

から

$$s^4 Y_t + a_p^2 \frac{d^4 Y_t}{dx^4} = s Y_t(x, 0) = s y_0 \frac{x^2}{2l^2} \left(3 - \frac{x}{l} \right) \quad (5.31)$$

ここで

$$-\gamma^4 = \frac{s^2}{a_p^2} \quad (5.32)$$

とすると, 式(5.31)は

$$\frac{d^4 Y_t}{dx^4} - \gamma^4 Y_t = \frac{-\gamma^4}{s} y_0 \frac{x^2}{2l^2} \left(3 - \frac{x}{l} \right) \quad (5.33)$$

となる. 次に, 固定端について, せん断と曲げの未知の境界条件を

$$\frac{\partial^2 y(0, t)}{\partial x^2} = u_1(t), \quad \frac{\partial^3 y(0, t)}{\partial x^3} = u_2(t) \quad (5.34)$$

とおき, $u_1(t)$ および $u_2(t)$ の t についての Laplace 変換をそれぞれ $U_1(s)$ および $U_2(s)$ として, 式(5.34)を x について Laplace 変換すると

$$Y_{tx} = \frac{\sigma U_1(s) + U_2(s)}{\sigma^4 - \gamma^4} - y_0 \frac{3\gamma^4}{l^2 s (\sigma^4 - \gamma^4)} \left(\frac{1}{\sigma^3} - \frac{1}{l \sigma^4} \right) \quad (5.35)$$

となる. 式(5.35)を σ について部分分数に分解して逆変換すると

$$Y_t = \frac{y_0 x_2}{2 s l_2} \left(3 - \frac{x}{l} \right) + \{U_1(s) - \frac{3 y_0}{l^3 s}\} \frac{1}{2 \gamma_2} (\cosh \gamma x - \cos \gamma x) + \{U_2(s) - \frac{3 y_0}{l^3 s}\} \frac{1}{2 \gamma^3} (\sinh \gamma x - \sin \gamma x) \quad (5.36)$$

式(5.24)の境界条件のLaplace変換したもの

$$\frac{d^2 Y_t}{d x^2} = 0, \quad \frac{d^3 Y_t}{d x^3} = 0 \quad (5.37)$$

を、式(5.36)に代入して $U_1(s)$ および $U_2(s)$ を求めて、これらを再度式(5.36)に代入して消去すると

$$Y_t = \frac{y_0 x_2}{2 s l_2} \left(3 - \frac{x}{l} \right) + \frac{y_0^3}{2 s (\gamma l)^3} \frac{\eta(\gamma, x)}{1 + \cosh \gamma l \cos \gamma l} \quad (5.38)$$

ここで、

$$\eta(\gamma, x) = (\cosh \gamma l + \cos \gamma l) (\sinh \gamma x - \sin \gamma x) + (\sinh \gamma l + \sin \gamma l) (\cosh \gamma x - \cos \gamma x)$$

Y_t について $s \rightarrow t$ の逆変換を行って $y(x, t)$ を得る。式(5.38)の逆変換は、右辺第2項と e^{st} との積の

$$1 + \cosh \gamma l \cos \gamma l = 0 \quad (5.39)$$

の根に対する留数の総和に等しくなる。式(5.39)の正の実根を $k_1 l$ とすると

$$\gamma l = \pm k_1 l, \pm j k_1 l \quad (5.40)$$

となる。そこで式(5.32)は

$$-k^4 = \frac{s^2}{a_p^2} \quad (5.41)$$

$$s = j a_p k_1^2, \quad \omega_1 = a_p k_1^2 \quad (5.42)$$

ここで、 ω_1 は片持はりの固有角振動数である。式(5.42)を用いて式(5.38)を逆変換すると

$$y(x, t) = y_0 \sum_{i=1}^{\infty} \left[\frac{3 e^{st}}{2 s (\gamma l)^3} \frac{\eta(\gamma, x)}{\left\{ \frac{d(1 + \cosh \gamma l \cos \gamma l)}{d s} \right\}} \right]_{s=j\omega} = y_0 \sum_{i=1}^{\infty} \left[\frac{3 e^{st}}{(\gamma l)^4} \frac{\eta(\gamma, x)}{\sinh \gamma l \cos \gamma l - \cosh \gamma l \sin \gamma l} \right]_{s=j\omega} \quad (5.43)$$

したがって、 γ の代わりに k_1 と置くと、式(5.43)は

$$y(x, t) = y_0 \sum_{i=1}^{\infty} \left[\frac{3 e^{j \omega_1 t}}{(k_1 l)^4} \xi_i(x) \right]_{s=j\omega} = y_0 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{6}{(k_1 l)^4} \xi_i(x) \cos \omega_1 t \quad (5.44)$$

ただし

$$\xi_i(x) = \frac{\eta_i(k_1, x)}{\sinh k_1 l \cos k_1 l - \cosh k_1 l \sin k_1 l}$$

$$\eta_i(k_1, x) = (\cosh k_1 l + \cos k_1 l) (\sinh k_1 x - \sin k_1 x) + (\sinh k_1 l + \sin k_1 l) (\cosh k_1 x - \cos k_1 x)$$

振幅は式(5.44)から $k_1 l$ の4乗に比例して減少する。このため、式(5.26)から各規準振動数の振幅は固有角振動数 ω_1 の2乗に反比例して減少する。2次規準振動の固有角振動数は、式(5.26)と表5.1から1次規準振動の6.26倍となるので、振幅は1/39.2分となる。このため、2次規準振動以上を無視すると、こぎ歯の歪の観測波形は、1自由度の振動系に入力 F_n が作用したときの出力波形とみなすことができる。観測波形からこぎ歯に作用する入力 F_n を推定することができる。

5.4 脱穀エネルギー

こぎ歯の反力として計測できる力は、個々の穀粒の作用する力の和であるため、脱穀エネルギーにより脱穀理論の実証を行う。図5.1のこぎ歯と稲の関係において、脱穀に要するエネルギーは次の5つの成分に分けられる。

1) 穀粒がこぎ歯の回転面(z-x面)に達したときに保有する

運動エネルギー(E_t)

$$E_t = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n m_j \dot{u}_j^2 \quad (5.45)$$

$$\dot{u}_j = \sqrt{\dot{x}_j^2 + \dot{y}_j^2} \quad (5.7)$$

n : 一穂の質点数または穀粒数

2) 穀粒がこぎ歯と衝突したときに受け取るエネルギー (E_t)

$$E_t = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n m_j v_{0j}^2 \quad (5.46)$$

v_{0j} : こぎ歯との衝突直後に穀粒の有する速度

3) 脱粒部が引張強さに達するまで枝梗を引き伸ばすのに必要なエネルギー (E_k)

$$E_k = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n k_j s_j^2 \quad (5.47)$$

k_j : 枝梗の等価ばね定数

s : 脱粒力に達するまでの枝梗の伸び

4) 脱粒部を分離するのに必要なエネルギー (E_b)

このエネルギーは、微小で計測不可のため除外する。

5) 位置のエネルギーの増分 (E_u)

$$E_u = \sum_{j=1}^n m_j g h_{0j} \quad (5.48)$$

g : 重力加速度

h_{0j} : 穀粒の初期位置から $z-x$ 面までの距離

これらのエネルギーを与えることのできるのは、こぎ歯だけであるので、こぎ歯に生じた歪エネルギーを E_s とすると

$$E_s = E_t + E_r + E_k + E_b + E_u \quad (5.49)$$

となる。こぎ歯に生じた歪を測定し、式(5.45)～(5.48)の計算値と比較すれば、脱穀理論が実証できる。

5.5 脱穀模型実験 A

5.5.1 実験装置 A および方法

実験 A の目的は、こぎ歯と衝突した際の稲の動きを観察することであるので、図 5.1 に示したように、葉を除去した 1 本の稲を垂直に吊るし、これにこぎ歯を衝突させた。式(5.2)の初期傾き角 α_0 の異なる実験は、吊り下げた稲に対するこぎ歯の回転面の傾き角度を変更して行った。こぎ歯の回転中心から先端までの距離は $R =$

260 mm であり、回転中心から $r = 210$ mm の位置で穂と衝突させた。上端部の茎の支持法は上部のリングの $\phi 5$ mm の穴に茎を通し、折り曲げた後ワニグチ状のクリップでとめたので、ピン支持と固定支持の中間となった。茎の長さは、吊り下げた穂とこぎ歯の回転面のなす角度が 15° のとき穂の中央にこぎ歯を作用させた状態で、全長約 700 mm (穂の平均長さ 200 mm) とした。

供試稲は日本晴 (含水率 粳 17.1%, 茎 72.9% w.b.) と密陽 23 (含水率 粳 16.9%, 茎 77.0% w.b.) の生材を用いた。刈り取り直後の稲を用いたが熟期が 60 日を過ぎており粳の含水率は低かった。

稲の動きの観察は、正面と側面に設置した 2 台のカメラで連続ストロボ写真撮影により行った。補助として 2 台の市販のビデオカメラ (60 fields/s, 30 frames/s) による撮影も行なった。

5.5.2 実験 A の結果と考察

吊り下げた穂とこぎ歯の回転面の傾き角度 15° 、こぎ歯の周速度 6.6 m/s (回転数 300 rpm)、衝突初期角度 $\phi_0 = -25^\circ$ 、1 回衝突の日本晴の結果を図 5.7 に示す。衝突初期角度 $\phi_0 = 20^\circ$ 他は同条件の結果を図 5.8 に示す。図 5.7 の場合、穂はこぎ歯の回転軸から離れていくこと、および、図 5.8 の場合は、回転軸方向に引き込まれることが確認できた。この結果、式(5.13)、(5.15)に示した摩擦力の分力による穂の運動が定性的ではあるが実証できた。

ビデオでの観察により、穂が回転軸から離れる図 5.7 の場合は、こぎ歯が下部の穀粒に衝突する前に穂がこぎ歯から外れてしまい未脱粒が生じるが、図 5.8 のように穂が回転軸方向に引き込まれる場合は、こぎ歯は初期衝突位置より下部にある全粒に衝突でき、これらの穀粒は全て脱粒されることが明らかとなった。

穂の運動には、茎上端部の支持法と茎の曲げ剛性も影響を与える。密陽 23 は日本晴に比較して茎が太く剛性も高いため、こぎ歯との衝突時に穂の移動が少なくこぎ歯と穀粒の衝突機会が多いことが判明した。また、日本晴では、こぎ歯と衝突できない初期衝突位置より上部の穀粒は脱粒されず、脱粒にはこぎ歯との衝突が必要なものも明らかとなった。

脱粒の有無とこぎ歯の周速度の関係については、本実験のような葉の無い状態で

図 5.7

穂が離れて行く
ときの様子

[実験条件]

衝突初期角度 $\phi_0 = -25^\circ$

品種 日本晴生材

こぎ歯の周速度 6.6 m/s

(回転数 300 rpm)

吊り下げた穂とこぎ歯

の回転面の傾き角度 15°



図 5.8

穂が引き込まれ
るときの様子

[実験条件]

衝突初期角度 $\phi_0 = 20^\circ$

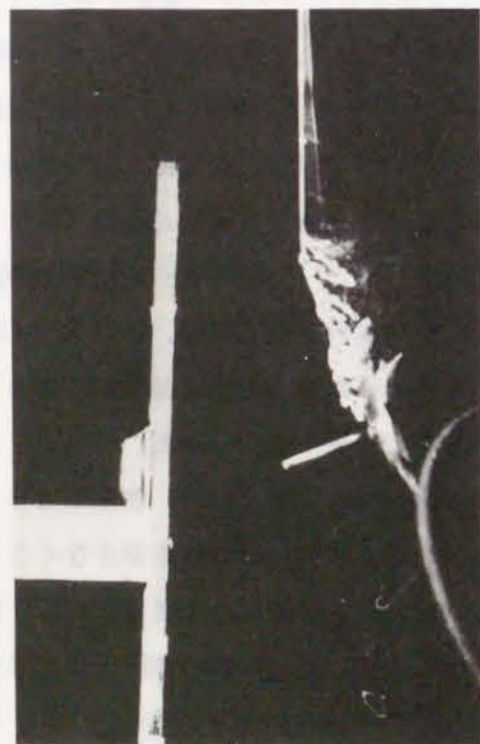
品種 日本晴生材

こぎ歯の周速度 6.6 m/s

(回転数 300 rpm)

吊り下げた穂とこぎ歯

の回転面の傾き角度 15°



は、脱粒難の日本晴でもこぎ歯の周速度が 4.4 m/s (200 rpm) であれば、こぎ歯と 1 回衝突すれば全粒が脱粒したが、2.7 m/s (120 rpm) では脱粒しなかった。脱粒易の密陽23では 2.7 m/s で、こぎ歯と 1 回衝突した全粒が脱粒した。

5.6 脱穀模型実験 B

5.6.1 実験装置 B および方法

実験 B の目的は、実験 A が観察を主とした実験であるのに対して、こぎ歯の歪計測を行い、脱穀エネルギーの比較による理論の定量的検証にある。こぎ歯は、図 5.9 に示す諸元を有する測定点 1 と 2 に歪ゲージを貼った軟鋼製の中実丸棒である。こぎ歯の固有角振動数は、式 (5.26) および (5.18) と表 5.1 の λ_i の値から求められる。

$$\omega_i = a_p \left(\frac{k_i I}{I} \right)^2 \quad (i=1, 2, \dots) \quad (5.26)$$

$$a_p^2 = \frac{E J}{\rho A} \quad (5.18)$$

ここで、

$E = 205 \text{ GPa}$: 縦弾性係数

$\rho = 7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$: 比重

$d = 6 \text{ mm}$: 直径

$J = \pi d^4 / 64$: 断面 2 次モーメント

$A = \pi d^2 / 4$: 断面積

$J / A = d^2 / 16 = 28.27$

$l = 230 \text{ mm}$: 全長

固有振動数を表 5.2 に示す。

表 5.2 実験 B で使用したこぎ歯の固有角振動数

標準振動数	1 次	2 次	3 次
固有角振動数 (rad/s)	510	3190	8941
固有振動数 (Hz)	81.1	508	1423

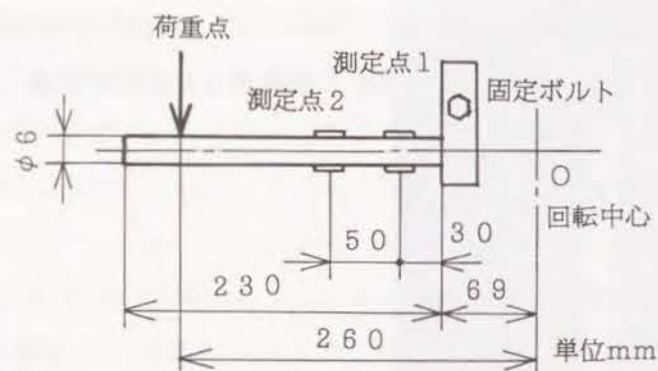


図5.9 こぎ歯の寸法諸元

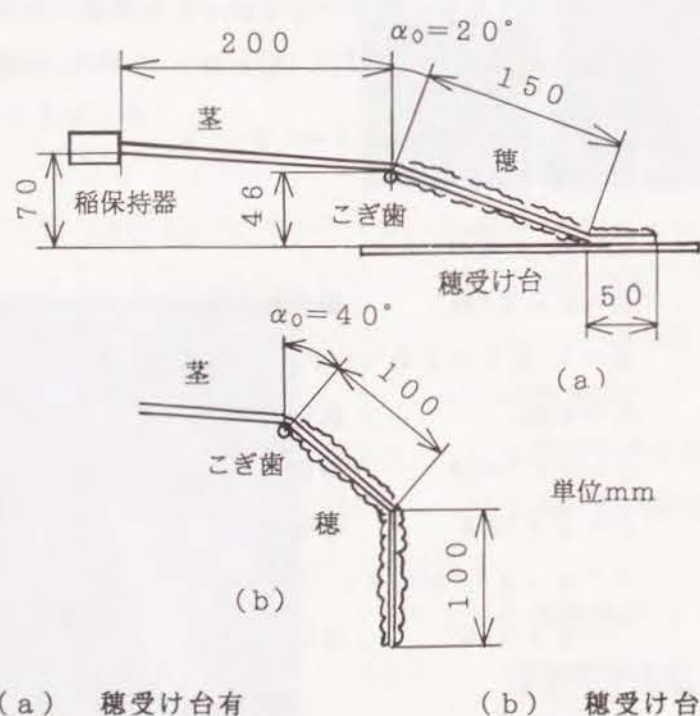


図5.10 実験装置Bの稲の取付関係

供試稲は、日本晴乾材（含水率概15%、茎20%wb）で、条件を均一にするために、穂の長さ200mm前後の変形の少ないものを選んで用いた。

葉を除去した1本の稲の茎側を稲保持台に固定支持する。穂受け台を使用した場合の衝突前の稲の姿勢を図5.10(a)に示す。穂の初期傾き角は $\alpha_0 = 20^\circ$ とな

り、穂先部の50mmは穂受け台に接する。穂受け台を取り外すと、稲の姿勢は図5.10(b)となる。初期傾き角は $\alpha_0 = 40^\circ$ となり、穂先の約100mmは垂直となる。こぎ歯の周速度は5.5, 8.2, 12.3, 14.8, 17.1 m/sの5種類行い、このとき、こぎ歯に生じる力の計測と脱粒や穂切れの状況を観察した。歪ゲージの方向は、式(5.11)の β が近似的に α_0 に等しいと仮定し、 F_n が作用したとき主歪が測定できる方向とした。こぎ歯の作用中の β の変化は無視する。

なお、乾材を用いたのは実験時期の関係で、茎の曲げ剛性の平均値は、下記に示すように日本晴生材と乾材の差は、アケボノや密陽23の品種の差より少なく、乾材を用いた実験結果でも一般性は失われまいと判断した。

茎の曲げ剛性の平均値

日本晴生材	: $EJ_0 = 5883 \text{ Nmm}^2$
日本晴乾材	: $EJ_0 = 4786 \text{ Nmm}^2$
アケボノ生材	: $EJ_0 = 7536 \text{ Nmm}^2$
密陽23生材	: $EJ_0 = 2451 \text{ Nmm}^2$

茎の曲げ剛性の詳細は、表2.1に記載。

5.6.2 実験Bの結果および考察

(1) こぎ歯に作用する力

こぎ歯の周速度8.2 m/s (300 rpm) 時の通常脱穀時（穂受け台有り）と穂切れ発生時（穂受け台無し）のこぎ歯に作用する力の実測波形を図5.11に示す。なお、この図は2次規準振動以上の波形を除去するため、200 Hzのローパスフィルタを通したものである。脱穀終了時の波形から供試こぎ歯の構造減衰は小さく無視できる。このため、観測波形は非減衰1自由度振動系に有限インパルス列が作用した場合の出力波形とみなすことができる。この場合、出力波形の振幅は入力となるため、観測波形のの隣り合わせの極小値と極大値の平均値をこぎ歯に作用した力 F_n とする。図5.11からこぎ歯に作用した力 F_n は、

通常脱穀時 : $F_n \approx 5 \text{ N}$

穂切れ発生時 : $F_n \approx 15 \text{ N}$

となる。

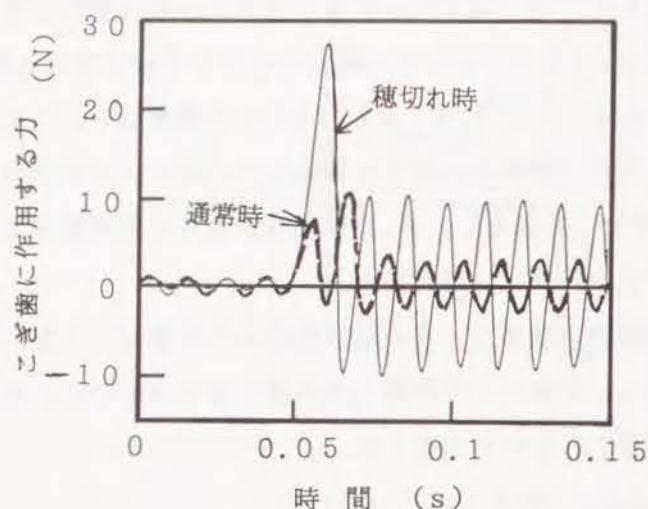


図 1.1 こぎ歯に作用する力

穂軸の根元に生じる張力 T_2 は測定値 F_n から、式(5.9)および(5.10)から次式となる。

$$T_2 = \frac{F_n}{(1 + e^{-\mu\beta}) \sin \frac{\beta}{2}} \quad (5.50)$$

こぎ歯と穂軸の動摩擦係数 $\mu = 0.3$ ，巻付角度 $\beta \approx \alpha_0$ とすると，図 5.10(a) の穂受け台有りの通常脱穀時は $\beta = 20^\circ$ なので，通常脱穀時の穂軸の根元に生じる張力は

$$T_2 \approx 1.5 \text{ N}$$

と推定される。また，図 5.10(b) の穂受け台無しの場合は $\beta = 40^\circ$ なので，穂切れ発生時の穂軸の根元に生じる張力

$$T_2 \approx 2.4 \text{ N}$$

と推定される。

(2) 穂切れ発生の制御

穂受け台を取り付けた図 5.10(a) の状態では，こぎ歯の周速度が 17.1 m/s (630 rpm) でも穂切れは 1 度も発生しなかった。しかし，穂受け台無しの図 5.10(b) の状態では，こぎ歯の周速度が 12.3 m/s (450 rpm) 以上であれば必ず穂切れが発生した。この結果，穂切れは初期傾き角 α_0 を調整することにより

[実験条件]

品種 日本晴乾材

こぎ歯の周速度 8.2 m/s

(回転数 300 rpm)

通常脱穀時 (穂受け台有り)

初期傾き角: $\alpha_0 = 20^\circ$

穂切れ発生時 (穂受け台無し)

初期傾き角: $\alpha_0 = 20^\circ$

制御できることが確認できた。また，葉を除去した 1 本の稲でしかも歪ゲージを用いたという限定した条件下ではあるが，穂切れのセンシングは可能であることも確認できた。

脱粒については，式(5.12)の衝突初期角度 $\phi(0)$ が

$$\phi(t) < -\tan^{-1} \mu = -16.7^\circ$$

の条件を満たした状態で，穂の付け根から衝突させればこぎ歯は全部の穀粒に衝突できる。このため，この条件ではこぎ歯の周速度が 5.5 m/s であれば，実験 A と同様全粒が脱粒した。

5.6.3 エネルギーによる脱穀理論の実証

こぎ歯の歪計測から推定したこぎ歯に作用したエネルギー E_s (実測値) と式(5.56)の右辺のエネルギー (計算値) の比較により脱穀理論の実証を行う。

(1) 実測エネルギー E_s

エネルギー E_s は，観測波形の隣り合わせの極小値と極大値の平均値を結んだ線の囲む面積に，実験時のこぎ歯の速度を乗じて求めた。

(2) 運動エネルギー E_t

穀粒がこぎ歯の回転面 ($z-x$ 面) に達したときに保有する運動エネルギー E_t は，実験前と実験後の試料の質量を計測し，この差を脱粒された穀粒の全質量 m_t として， 200 mm の穂の $40, 80, 120, 160, 200 \text{ mm}$ の 5 つの位置に， $12.5, 25, 25, 25, 12.5\%$ の割合で m_t を分配して，式(5.6)から数値計算により速度を求めて算出した。

(3) 穀粒がこぎ歯と衝突したときに受け取るエネルギー E_r

エネルギー E_r は，第 4 章のこぎ歯と穀粒の衝突を 2 球の衝突とみなした場合に成立する式(4.18)から

$$v_0 = (1 + e) v \cos \theta_t \quad (4.18)$$

衝突後の周速度を求めて算出した。

ここで， v_0 : 衝突後の穀粒の周速度

v : 衝突前のこぎ歯の周速度

$e = 0.45$: こぎ歯と穀粒の反発係数

θ_i : 衝突時にこぎ歯の断面と穀粒のなす衝突角度

θ_i を平均値として $\theta_i = 45^\circ$ とみなすと

$$(1 + e) \cos \theta_i = 1.025$$

となり、衝突後の速度 v_0 はこぎ歯の周速度 v に近似的に等しくなる。そこで、脱粒された穀粒の全質量 m_t が、衝突後に周速度 v を有するとみなして計算した。

(4) 脱粒部が破断力に達するまで枝梗を引き伸ばすのに必要なエネルギー E_k

エネルギー E_k は、エネルギー E_r と同様に第3章の日本晴乾材の平均値

$$k = 3.2 \text{ N/mm} : \text{枝梗の等価ばね定数}$$

$$s = 0.16 \text{ mm} : \text{脱粒までの枝梗の伸び}$$

を用いて計算した。1粒のエネルギーは

$$E_k = 0.041 \text{ Nmm}$$

で1穂に200粒ある場合でも

$$E_k = 8.2 \times 10^{-3} \text{ J}$$

である。エネルギー E_t および E_r に比べて小さいため無視する。

(5) 位置のエネルギー E_u

エネルギー E_u は、3.5 gの穀粒を46 mm持ち上げた場合

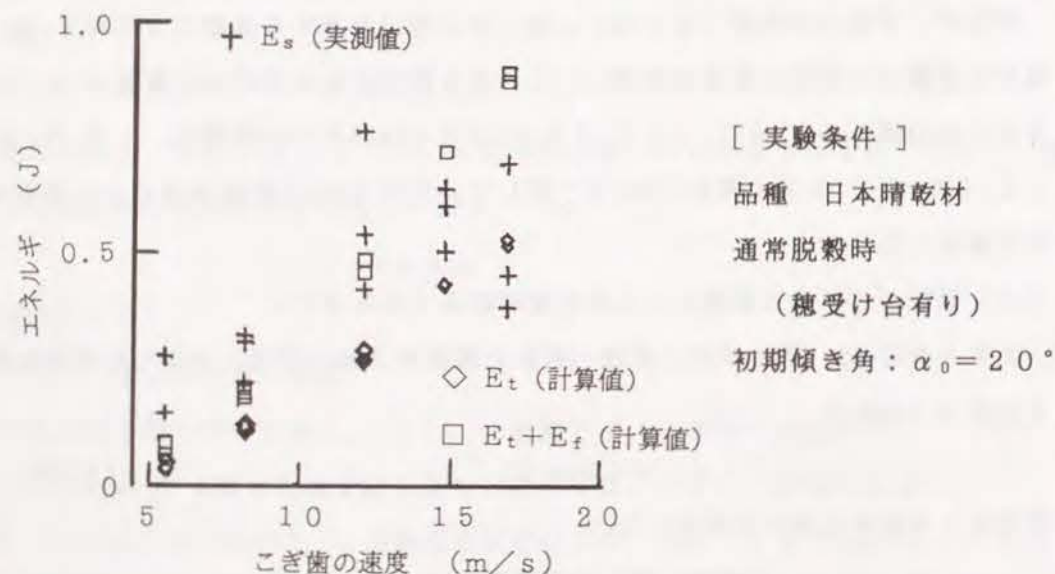


図5.12 脱穀エネルギーの実測値と計算値

$$E_u = 1.58 \times 10^{-3} \text{ J}$$

となる。

エネルギー E_k 同様、 E_t および E_r に比べて小さいため無視する。

穂受け台有りの通常脱穀時のこぎ歯の周速度別のエネルギー E_s とエネルギー $E_t + E_r$ を図5.12に示す。エネルギー E_r の計算精度を考慮すると、実測値と計算値は一致しており、葉を除去した1本の稲という限定した条件下であるが、第2章および第3章で提案した脱穀時の稲の運動理論が実証できた。

5.7 まとめ

2種類の脱穀模型実験機を用いて、こぎ歯が作用したときの稲の動きの観察と、こぎ歯の歪の計測による脱穀エネルギーの比較による穂先供給式の稲の脱穀理論の実証、および、これに基づいて設定した条件下で自脱と同性能の脱粒の可否と脱穀状態のセンシングの可否を確認するための実験を行った。

稲のこぎ歯に沿っての運動については、理論通りこぎ歯との衝突初期角度 ϕ_0 により方向が変化することを、ストロボ写真撮影により観察した。こぎ歯の歪計測から推定したこぎ歯に作用したエネルギー E (実測値) と脱穀時の稲の運動理論によるエネルギー (計算値) は一致した。稲の運動の観察およびエネルギーの比較の両面に置いて、葉を除去した1本の稲という限定した条件下であるが、脱穀理論が実証できた。また、脱穀理論に基づいて設定した条件下で自脱と同性能の脱粒が可能であった。

こぎ歯と稲の衝突角度 (初期傾き角度 α_0) を変化させることにより、穂軸または枝梗に作用する力が変化し、穂切れの発生の有無が制御できることを確認した。通常脱穀時と穂切れ発生時では、こぎ歯の歪は3倍以上の差が生じ、歪ゲージを用いた場合は測定値からも穂切れの有無の判定は可能であった。実機においても、こぎ歯の歪あるいは変位を測定することにより脱穀状態をセンシングすることは、可能であると思われる。

葉のない状態では両実験機ともこぎ歯の周速度が5m/s以上であれば、日本晴でも衝突した穀粒の全粒が脱粒可能であった。

このことから、提案した脱穀理論は、自脱の解析だけでなく穂先供給方式の脱穀機には適用できることがわかった。

6.1 はじめに

自脱の脱粒過程の解析には、こぎ歯と穀粒がどれだけの確率で衝突できるかの衝突確率と、衝突した場合にどれだけの確率で脱粒できるかの脱粒確率の2つの確率が必要である。本章では、こぎ歯と穀粒の衝突率について述べ、脱粒確率であるシグマ確率を重み関数として扱い自脱の脱粒過程を解析する。

自脱の脱粒過程の解析には、信頼性工学⁶⁰⁾にて用いられる故障率の考え方を適用して脱粒率を算出した。信頼性工学の故障率は故障の発生率を記述するだけであるが、本研究ではこぎ歯と茎の衝突率を二項分布によって表し、衝突率にこぎ歯の形状による重み関数及びこぎ歯の速度と脱粒性の難易によって決まる重み関数を乗じて脱粒率を算出し、脱粒率の理論的根拠を明確にした。次に、自脱の脱粒分布は、形のパラメータと呼ばれる1つのパラメータで分布形が表現でき、脱穀条件の相違による脱粒率の変化の全体的傾向が効率よく評価できるWeibull分布が適用できることを導いた。

自脱の脱粒過程については鄭昌柱ら⁶¹⁾の研究があり、そこでは脱粒分布を指数分布と仮定している。しかし、整そ歯部での脱粒率は補強歯部と比べて低くなるものもあり、脱粒難の品種では必ずしも指数分布とはならず、鄭らのモデルだけでは記述できない場合がある。本研究で使用したWeibull分布は、形のパラメータが1の値をとる場合指数分布となるため、鄭らの研究を包含している。

本章では脱粒率を、実験結果から直接算出する方法、二項分布によるこぎ歯と茎の衝突率から算出する方法および脱粒分布にWeibull分布をあてはめて算出する方法の3つの解析法を用いて、こぎ歯の形状、速度、品種による脱粒性の難易および供給量が脱粒分布に及ぼす影響を解析した。

6.2 脱粒過程の記述

自脱のこぎ室をこぎ軸方向に所定の区間に分割して、 j 番目の区間を区間 j と

呼ぶ。受網の下に設置した受箱に落下した区間 j での粒数または重量を脱粒量 S_j として、供給した穀粒の全数がこぎ室内で脱粒されたと仮定すると、区間 j の残存率 R_j と脱粒確率密度関数 f_j は、脱粒数が十分多いため算術平均値をメディアンランクに換算する補正係数は省略できて、

$$\text{残存率: } R_j = \frac{\sum_{j=j}^n S_j}{\sum_{j=1}^n S_j} \quad (j=1, 2, \dots, n) \quad (6.1)$$

$$\text{脱粒確率密度関数: } f_j = S_j / \sum_{j=1}^n S_j \quad (j=1, 2, \dots, n) \quad (6.2)$$

で、求められる。ここで、信頼性工学では故障率あるいは hazard rate と呼ばれる区間 j に残存している穀粒にたいする脱粒率を h_j とすると、脱粒率 h_j は

$$h_j = \frac{f_j}{R_j} \quad (j=1, 2, \dots, n) \quad (6.3)$$

で表され、残存率 R_j は、1区間前の残存率 R_{j-1} を用いて

$$R_j = (1 - h_j) R_{j-1} \quad (j=2, 3, \dots, n) \quad (6.4)$$

表される。ここで、区間 j での瞬間残存率 p_j は

$$p_j = 1 - h_j \quad (j=1, 2, \dots, n) \quad (6.5)$$

となるので、式(6.4)は

$$R_j = p_j R_{j-1} \quad (j=2, 3, \dots, n) \quad (6.6)$$

で表される。瞬間残存率 p_j を条件付き確率として

$$p_j = p(j | j-1) \quad (6.7)$$

で表すと、 p_j については

$$p(j | j-1) = p(j | j-1, j-2, \dots, 1) \quad (6.8)$$

が成立する。したがって、自脱における脱粒過程は、 p_j を推移確率とするMarkov系列であり、脱粒過程を連続系と考えた場合はMarkov過程である。

6.3 脱粒率 h_j の導出

式(6.3)で定義された脱粒率 h_j をこぎ歯と茎の衝突率から導き、脱粒率 h_j に理論的根拠を与える。第2章で解析したように稲の固有振動数は低く、こぎ歯が作用したとき穀粒は茎、穂軸および枝梗のポテンシャルエネルギーによっては移動できず、

こぎ歯と接触した状態で移動し、このとき穀粒はこぎ歯から力積を受けて脱粒する。そこで、まずこぎ歯と茎の衝突率を求める。

所定の区間 j の距離を s として区間 j に N_j 本の茎（すなわち、 N_j 本の稲）があり、平均茎径を d とすると、この区間の茎の存在率 q_j と隙間率 u_j は

$$q_j = \frac{N_j d}{s} \quad (6.9)$$

$$u_j = 1 - q_j \quad (6.10)$$

で与えられる。

自脱において茎列はフィードチェンによりこぎ胴軸方向に送られていくので、こぎ胴 1 回転あたりのフィードチェンの移動距離を s_r として、距離 s の区間 j のに存在するこぎ胴円周上のこぎ歯の本数を N_{tj} (本/mm) とすると、茎列が距離 s 移動する間にこぎ胴は s/s_r 回転するので、こぎ歯が茎の部分を通過する回数 n_j は

$$n_j = \frac{N_{tj} s}{s_r} \quad (6.11)$$

となる。こぎ歯は、茎列のすきまの部分を通過しても茎に衝突できないので、茎列が距離 s を移動する間に、こぎ歯が n 回作用して r 本の茎に衝突する確率は二項分布となり、茎の存在率 q と隙間率 u を用いて

$$P(r, n, q) = {}_n C_r u^n q^{n-r} \quad (6.12)$$

と表せる。二項分布において、こぎ歯と茎の衝突本数の期待値 $E(r)$ は

$$E(r) = n q \quad (6.13)$$

で与えられる。したがって、こぎ歯が距離 s の区間に存在する N 本の茎に衝突する平均確率としての衝突率 λ は

$$\lambda = \frac{n q}{N} = \frac{N_{tj} d}{s_r} \quad (6.14)$$

となる。上式から衝突率 λ は、距離 s の区間に存在している茎の本数に関係しないことがわかる。

区間 j で茎と衝突したこぎ歯が、この茎についている穀粒を脱粒する確率を仮に w で表すと、 $j = 2$ 以降の区間では $j - 1$ 以前の区間で脱粒された穀粒は、区間 j では既にその位置には存在しないため、こぎ歯が作用しても脱粒には関与しない。自脱の脱粒過程はMarkov系列であるため、区間 j での脱粒確率密度関数 f_j と衝突率 λ_j との関係は残存率 R_j を用いて

$$f_j = w \lambda_j R_j \quad (6.15)$$

となる。式(6.3)と式(6.15)から衝突率 λ_j と脱粒率 h_j の関係は、区間 j でのこぎ歯の形状によって決まる重み関数を w_1 とし、こぎ歯の速度と脱粒性の難易の関係によって決まる重み関数を w_2 とすると次式となる。

$$h_j = w_1 w_2 \lambda_j \quad (6.16)$$

ここで、重み w_1 は、こぎ歯の形状によって脱粒率が変化することを補正する重み関数で、こぎ歯の速度や脱粒性の影響は少ない。逆に、重み w_2 は、こぎ歯の速度と脱粒性の難易によって変化する脱粒率を補正する重み関数であるので、こぎ胴の区間 j には関係しない。

重み w_2 は、こぎ歯の速度と脱粒力、枝梗の等価ばね定数および穀粒の質量のばらつきによって決まる第4章4.7にて考察した“シグマ確率”である。式(6.16)により、式(6.3)の脱粒率の理論的根拠と、シグマ確率の理論的根拠が明確になった。

6.4 Weibull分布による脱粒過程の記述

脱粒過程のような確率過程においては、式(6.1)、(6.2)、(6.3)から個別に脱粒率 h_j を求めても、全体的傾向を把握することは難しい。このため、 h_j 、 f_j および R_j をこぎ胴軸方向への茎列の移動距離 s の関数として連続関数と考えると、式(6.3)は次式となる。

$$h(s) = \frac{f(s)}{R(s)} \quad (6.17)$$

茎列が距離 s 移動する間の累積脱粒率 $F(s)$ は式(6.18)で表されるので、 $f(s)$ は式(6.19)となる。

$$F(s) = 1 - R(s) \quad (6.18)$$

$$f(s) = - \frac{d R(s)}{d s} \quad (6.19)$$

このため、式(6.17)は式(6.20)となり $R(s)$ は式(6.21)で表せる。

$$h(s) = - \frac{d R(s)/d s}{R(s)} \quad (6.20)$$

$$R(s) = e^{-\int_0^s h(s) ds} \quad (6.21)$$

ここで、脱粒率 $h(s)$ が特別な形を持つ場合、式 (6.21) の指数部が積分できて、さらに、 $R(s)$ 、 $f(s)$ を自脱の脱粒分布に適合させることができる。

$h(s)$ を式 (6.22) とすると、 $R(s)$ 、 $f(s)$ は式 (6.23)、(6.24) となる。

$$h(s) = m / \eta (s / \eta)^{m-1} \quad (6.22)$$

$$R(s) = e^{-(s/\eta)^m} \quad (6.23)$$

$$f(s) = m / \eta (s / \eta)^{m-1} e^{-(s/\eta)^m} \quad (6.24)$$

この分布は、信頼性工学において故障率の解析に使用される Weibull 分布である。 m によって分布の形が決定するため、 m は形のパラメータと呼ばれる。 η は Weibull 分布を実測分布に適合させるための尺度を調整するので、尺度のパラメータと呼ばれる。 $m=1$ のとき脱粒率 $h(s)$ は一定値をとり、 $R(s)$ 、 $f(s)$ は指数分布となり、 $m=2.3$ のとき $f(s)$ の s にたいする変化は正規分布に近くなる。形のパラメータ m と分布系の関係を図 6.1 に示す。

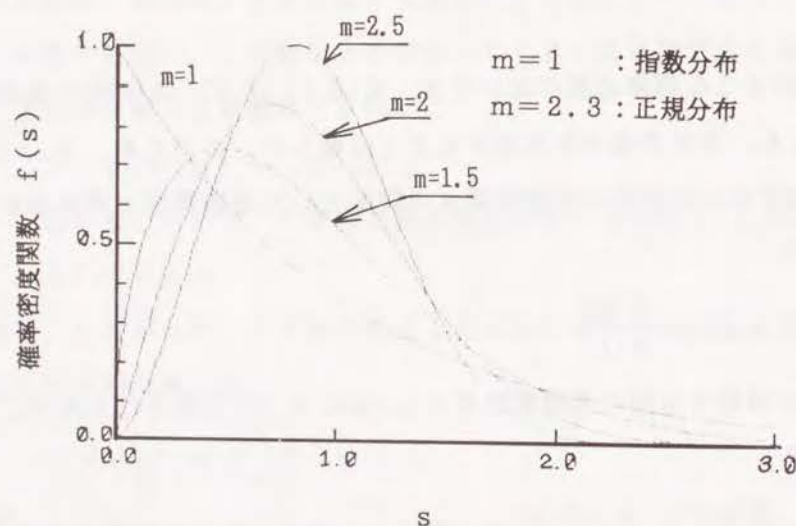


図 6.1 Weibull 分布

自脱の脱粒過程における脱粒率は、整そ歯部、補強歯部および処理歯部では、こぎ歯の形状や配列の違いにより脱粒率が不連続に変化し、Weibull 分布に適合しないことも予想されるので、適用に際しては脱粒分布実験結果との適合度を検証する必要がある。脱粒開始から終了までの距離は供試自脱によって一定のため η は m に連動して変化する。このため、Weibull 分布が適用できる場合は、1 つのパラメー

タ m にて脱粒分布が表現でき、多数の実験結果の全体的評価が効率よく実施できる。整そ歯部での脱粒率が高いほど m の値が小さく、こぎ室内で遅く脱粒されるほど m の値が大きくなる。

なお、Weibull 分布においても残存率 $R(s)$ について Markov 性は満たされる。

実験結果からパラメータ m と η を求めるには、Weibull 確率紙を用いる場合と同様の方法⁴⁶⁾による。実測値から残存率を求めるのは式 (6.1) によるので、式 (6.23) を再度離散化する。

$$R_j = e^{-(j/\eta)^m} \quad (6.25)$$

式 (6.25) を変形して、両辺の対数を 2 回とると

$$\log \log \frac{1}{R_j} = m \log j - \log \eta \quad (6.26)$$

となる。ここで、

$$Y = \log \log \frac{1}{R_j} \quad (6.27)$$

$$X = m \log j \quad (6.28)$$

$$B = \log \eta \quad (6.29)$$

とおくと、式 (6.26) は、直線の方程式で表せる。

$$Y = mX - B \quad (6.30)$$

脱粒分布実験結果から式 (6.1) にて各区間の R_j を求めて、最小 2 乗法にて直線の傾き m と原点からのずれ B を求めれば、パラメータ m と η が求められる。

パラメータ m と η から、離散化した残存率 R_j は式 (6.25) から、脱粒確率密度関数 f_j および脱粒率 h_j は、式 (6.24) および (6.25) にて求める。

$$f_j = m / \eta (j / \eta)^{m-1} e^{-(j/\eta)^m} \quad (j = 1, 2, \dots, n) \quad (6.31)$$

$$h_j = m / \eta (j / \eta)^{m-1} \quad (j = 1, 2, \dots, n) \quad (6.32)$$

7.1 実験の目的

2種類の模型実験機を用いた実験を行い、自脱での脱穀については

- 1) 稲の固有振動数は低く、こぎ歯と衝突した稲はこぎ歯と接触して移動する。
- 2) このときの穂の運動は、幾何学的条件から解析できる。
- 3) こぎ歯と穀粒の衝突時に穀粒の受け取った力積が、引張力に変換され脱粒する。この現象は2球の衝突と仮定して近似できる。

ことを明らかにした。

本章では、自脱を用いた脱粒分布実験により脱穀理論の実証を行う。脱粒に必要なこぎ歯の衝突速度 v_d は、第4章で明らかにした式(4.24)にて与えられる。

$$v_d > F_d / \sqrt{mk} \quad (4.24)$$

ここで、 F_d ：穀粒を小枝梗から離脱するのに必要な脱粒力

m ：穀粒の質量、 k ：枝梗の等価ばね定数

衝突時に得た穀粒の初期速度 v_0 が

$$v_0 > v_d$$

のとき脱粒する。この初期速度 v_0 とこぎ歯の速度 v_t の関係は、前式と同様第4章の式(4.17)にて求められている。

$$v_0 = (1+e)v_t \cos \theta_t \quad (4.17)$$

衝突後の速度が最も大きくなるのは $\theta_t = 0$ で、平均値は $\theta_t = 45^\circ$ であるので、衝突後の穀粒の速度 v_0 は、 $v_t \sim 1.45 v_t$ の範囲を考慮すればよい。

3変数 F_d 、 m および k がそれぞれ独立にGauss分布にしたがうとすると、こぎ歯の速度が与えられたときの脱粒確率は“シグマ確率”でとなる。

こぎ室内でのこぎ歯と茎の衝突率は、前章の式(6.14)から

$$\lambda = \frac{nq}{N} = \frac{N_t d}{s_f} \quad (6.14)$$

区間 j での、衝突率 λ_j と脱粒率 h_j の関係は式(6.16)にて与えられる。

$$h_j = w_{1j} w_{2j} \lambda_j \quad (6.16)$$

ここで、 w_{1j} ：こぎ歯の形状によって決まる重み関数

w_{2j} ：こぎ歯の速度と脱粒性の難易によって決まる重み関数で、シグマ確率である。

稲は、品種および生材、乾材等の条件により、脱粒力 F_d 、穀粒の質量 m 、枝梗の等価ばね定数 k および茎径 d の値が異なる。また、自脱は、整そ歯部、補強歯部あるいは処理歯部と位置によってこぎ歯の本数、形状が異なっている。したがって、品種ごとにこぎ歯の速度つまりこぎ胴軸回転数を変えて、所定の区間での受網通過する粒数を測定し脱粒分布を観察すれば脱穀理論の検証が行える。

次に、衝突時のこぎ歯と穀粒の姿勢には第4章図4.1(a)のように、衝突時の穀粒の質量中心がこぎ歯と穀粒の接触位置と枝梗の中間にあり、衝突後の穀粒が破線で示した位置に移動してこぎ歯の通過を避けられる場合と、図4.1(b)のようにこぎ歯と穀粒の接触点が、穀粒の質量中心と枝梗の中間にあり、こぎ歯の力の方向は穀粒をこぎ歯に押しつける方向に働き、穀粒は移動することができない場合の2種類があることを考察した。衝突時の姿勢に最も大きな影響を及ぼす要因は、葉とチャフの存在の有無および量と考えられる。したがって、人為的に葉を除去したり、過度の量のチャフを混入させて、脱粒分布を観察すれば衝突時のこぎ歯と穀粒の姿勢の考察が行える。

こぎ深さを変えた実験を行えば、第3章の式(3.36)、(3.37)および(3.38)に示したこぎ歯の法線方向の持ち上げ力の F_l の影響が確認できる。さらに、供給時間または線密度を変えた実験を行って、第6章で考察した脱粒率は稲の供給本数は影響しないことを確認した。

以上の目的のために、品種、生乾材、供給量およびこぎ胴軸回転数を变化させた脱穀実験を行った。

7.2 実験装置および方法

7.2.1 実験装置

供試自脱には、Y社製C型脱穀機（下こぎ、こぎ胴半径 $R=180\text{mm}$ 、こぎ歯の高さ $66\sim73\text{mm}$ ）を用いた。

こぎ胴の諸元と脱粒分布の測定用の受箱設置状況を図7.1に示す。受箱は、唐箕部を除去した受網下の空間にこぎ胴円周方向に9行、こぎ胴軸方向に5列の計45区間にを設け、脱穀実験開始から終了まで受網から落下する重量および穀粒数を測定した。

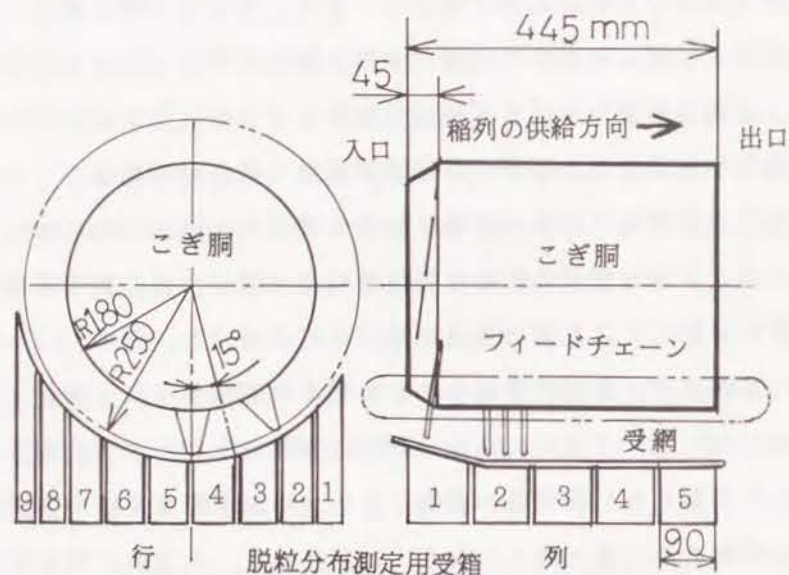


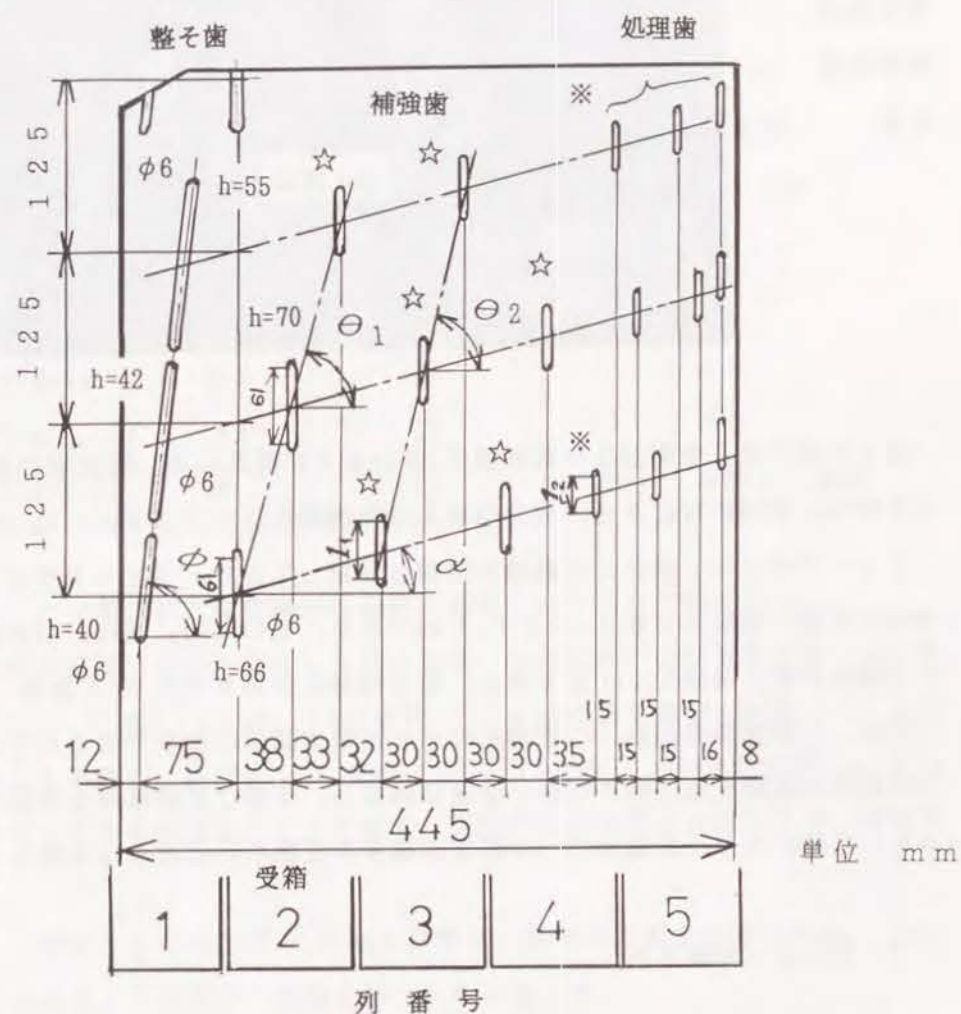
図7.1 こぎ胴の諸元と受箱

図7.2(b)
供試脱穀機の
こぎ歯



受箱の受網部での受口の寸法は、行方向68mm×列方向90mmである。ただし、9行目の受口の寸法は90mm×90mmである。

こぎ歯の配列と受箱の関係を図7.2(a),(b)に示す。供試自脱の口数⁹⁾は3であり、こぎ胴1回転につき3回、図7.2(a)のこぎ歯が作用する。受け箱の1列目は整そ歯部に、2、3および4列目は補強歯に、5列目はささり粒落とし部に対応するようにし、各こぎ歯の影響が観察できるようにした。



傾斜角 $\phi = 83.5^\circ$, 取付角 $\alpha = 15^\circ$, 進み角 $\theta_1 = 75^\circ$
 進み角 $\theta_2 = 77.5^\circ$, 記載のないこぎ歯の線径 $a = \phi 4.5\text{mm}$
 記載のないこぎ歯の歯高 $h = 73\text{mm}$, ☆印および※印こぎ歯のこぎ
 付け根部での鋼線の中心距離 ☆印 $l_1 = 45\text{mm}$, ※印 $l_2 = 30\text{mm}$

図7.2(a) 供試脱穀機のこぎ歯の配列

図 7.3
整そ歯部
受網改造
状況



整そ歯部には、受網がないため図 7.3 のように改造した。脱粒率の解析に使用する区間は、受箱に対応させ、列方向の入り口側から $j = 1, 2, \dots, 5$ とする。

フィードチェーン軸とこぎ胴軸の回転は同期しており、フィードチェーン移動距離はこぎ胴 1 回転につき $s_f = 27.6 \text{ mm}$ である。このため、式 (6.14) の衝突率 λ はこぎ胴回転数に関係なく一定である。動力伝達系は第 9 章図 9.1 参照。

なお、本研究の目的は、こぎ歯の作用と脱粒の関係の解析であるので、こぎ歯の作用以外の影響を極力除くため、切歯は除去し、2 番こぎ胴は停止状態で実験を行った。これ以外のこぎ室カバーの固定送塵弁や受網の仕切板等は改造していない。

7.2.2 実験方法

実験条件を表 7.1 に示す。なお、表 7.1 に示した条件は本章での考察に必要なもののみであり、本研究において実施した 167 区の全実験条件は付表に記載した。

実験は、生材（籾含水率 20～35%wb）、供給量 2.5 kg/1m（2 条刈コンバインにて車速 0.25～0.32 m/s 相当）を基準供給量として、1 つの条件について、こぎ胴軸回転数を 200, 300, 450, 550, 630 rpm の 5 段階変化さ

表 7.1 脱粒分布実験条件

供給量	線密度 (kg/m)	品 種		
		日 本 晴	アケボノ	密陽 23
2.5kg/1m	2.5	○	○	○
		「葉なし」 「チャフ入り」 「乾 材」 「塗 装」		
1.25kg/1m	1.25	○	各条件について こぎ胴回転数 630 rpm 550 450 300 200 の、5 段階にて実施	
5 kg/1m	5	○		
7.5kg/3m	2.5	○		
0.8kg/0.32m	2.5	○		
1.5kg/0.3m	5	○		

せて行った。アケボノおよび密陽 23 は基準供給量についてのみ実験を行った。

供給量の表示法は、分子に供給した稲の質量、分母に分子の稲量を均等に並べた区間を示す。2.5 kg/1m とは、1 m の区間に 2.5 kg の稲を均等に配置してこぎ室に供給したことを表し、同様に、0.8 kg/0.32 m とは 0.32 m の区間に 0.8 kg の稲を並べてこぎ室に供給したことを表す。両試料の供給長さは異なるが、線密度は等しい。

ここで、「葉なし」とは生材 2.5 kg を準備し、はさみで葉を除去した後、1 m の長さに均一になるように並べて実験を行ったものをさす。

「チャフ入り」とは、供給量 7.5 kg/3 m の脱穀を行った後チャフを除去せず、約 0.2 kg（含水率 71%wb）のチャフを人為的に増加して実験を行ったものをさす。

「乾材」とは、生材の状態 で 2.5 kg の試料を作成して、これを陰干した乾燥した稲（籾含水率 15.3%wb）で実験を行ったものをさす。実験時の乾材の実重量は、ほぼ 1.35 kg であった。

供給量については、単位長さ当たりの稲の質量つまり線密度だけでなく、脱穀中のチャフの変化をはじめ絶対長さの影響が生じる。このため、線密度の等しい、長さが1 m、3 mおよび0.3 mの3種類の実験を行った。

「塗装」とは穀粒の穂の位置よる脱粒率の変化を観察するために、2.5 kg/1 mの稲列を図7.4に示すように搬送方向に3等分し、さらに、穂先、穂の中央および茎元と3等分し計9区間に異なった色の水性塗料（関西ペイント、スプレーラティ）で籾を着色して実験を行ったものである。

搬送方向 \longrightarrow

3 後	2 中央	1 先	
ブライトハ・イオレット	チェリーピ・ンク	シ・ェムグ・レーン	穂 先
ハ・ーミリオン	ホリト	ツヤケシブ・ラック	中
セルリアンブ・ルー	ブ・ライトイエロ	タハ・コフ・ラウソ	茎 元

図7.4 塗装稲の着色方法

表7.2 供試自脱のこぎ歯が与えることのできる衝突後の穀粒の速度（計算値）
速度の単位 (m/s)

こぎ胴回転数 (rpm)		200	300	450	550	630
$\theta_t=0^\circ$ のとき $(1+e)\cos\theta_t$ $=1.45$	$r=250\text{mm}$	7.6	11.4	17.1	20.9	23.9
	200mm	6.1	9.1	13.7	16.7	19.1
	180mm	5.5	8.2	12.3	15.0	17.2
$\theta_t=45^\circ$ のとき $(1+e)\cos\theta_t$ $=1$	$r=250\text{mm}$	5.2	7.9	11.8	14.4	16.5
	200mm	4.2	6.3	9.4	11.5	13.2
	180mm	3.8	5.7	8.5	10.4	11.9

r :こぎ胴軸から衝突部までのこぎ歯の回転半径

$e=0.45$:反発係数

なお、こぎ胴回転数に対するこぎ歯の速度は、こぎ歯の半径位置によって変化する。さらに、こぎ歯と衝突後の穀粒の速度は、こぎ歯との衝突角度によっても変化する。ので、以後、こぎ歯の速度はこぎ胴回転数で代表して表示する。供試自脱の各回転数ごとのこぎ歯の速度と第4章式(4.17)から計算した衝突後の穀粒の初期速度 v_0 を表7.2に示す。

1つ前の実験のチャフの影響を残さないため、実験ごとにこぎ室内を清掃した。

本実験は、先に報告した曲げ剛性、脱粒力等の物理特性の計測と同一ほ場から試料を採集し同時期に併行して実施したものである。

7.3 実験結果および考察

7.3.1 落下粒の取扱い方

同一供給量でも回収した穀粒の総重量に差が生じた。これは、籾わら比、2番こぎ胴へ送られた量のばらつき、および受箱以外の場所への落下の多少が考えられるが、定量的評価が難しいので、実測結果をそのまま表示し考察を行う。また、受網通過確率を考慮すると恣意的誤差が増すため、受網通過確率も考慮しない。

こぎ胴回転数300および200rpmでは質量の軽い不稔籾を主として未脱粒が生じる。自脱での脱粒には、こぎ歯と穀粒の衝突の姿勢により図4.1(a)と図4.1(b)の2種類があり、脱粒に必要なこぎ歯の速度が異なる。何度か脱粒機会を受けると図4.1(b)の状態が生じ、200rpmでも上側にある稔実籾の場合は大部分が脱粒される。第3章3.4で考察したように下こぎ式の供試自脱の場合、稔実籾の未脱粒は、穂をこぎ胴軸方向へ持ち上げる力の不足によるこぎ歯と穀粒の衝突機会の減少により生じ、稲列の下部に局部的に集中して発生する。このため、未脱粒を単純に考慮すると逆に誤差が増加するので、ここでは、こぎ胴回転数300および200rpmの場合でも受箱に落下した重量により脱粒率の解析を行う。

また、9行目は予備受箱であり、受口の幅が異なり落下粒も少ないため以後の解析においては除外する。

なお、実験条件において品種名を記載していないものは日本晴であり、乾材（籾含水率15.3%）と表示しないものは生材（籾含水率20~35%wb）である。

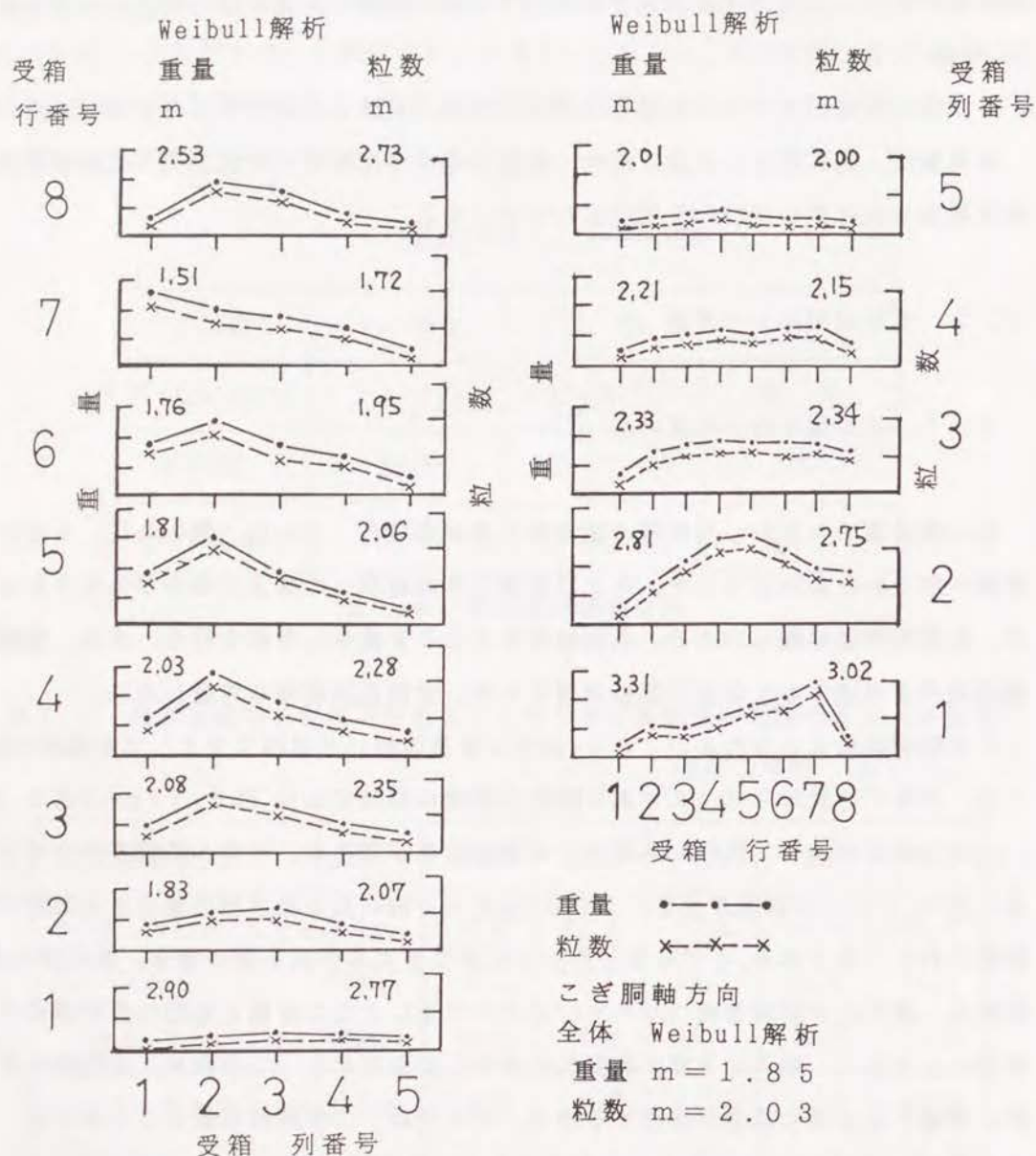
実験条件 こぎ胴回転数 550 rpm

日本晴 2.5 kg/1 m

含水率(wb) 籾 22.1%, 茎 72.3%

重量 1 目盛 10 g

粒数 1 目盛 500 粒



注記 図中のmは、Weibull解析の形のパラメータを表す。重量、粒数の下の数値は、重量別および粒数別のWeibull解析のmの値を示す。

図 7.5 各列、各行の脱粒分布の代表例

7. 3. 2 列方向、行方向の脱粒分布

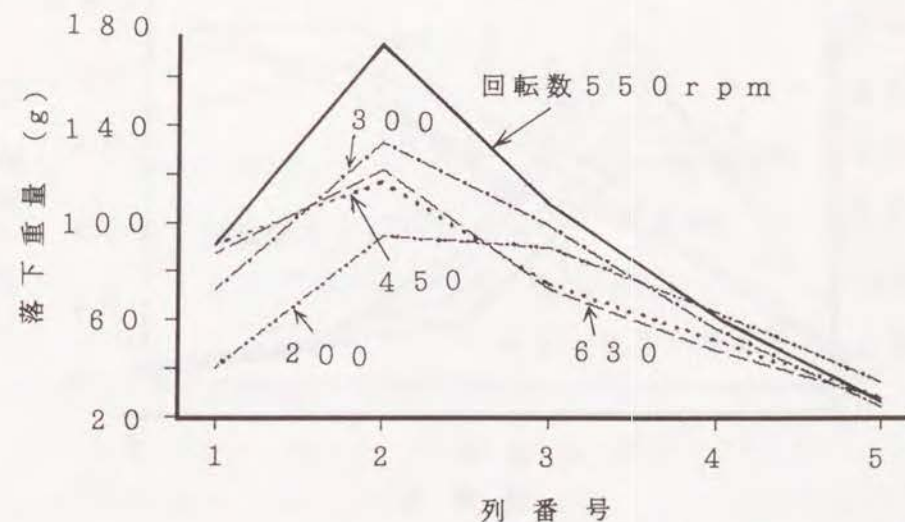
日本晴 550 rpmの脱粒分布の代表例を図 7.5 に示す。各列の円周方向の分布は、1 列目を除き穂の存在する位置を中心に正規分布する。このため、列別の合計で整そ歯あるいは補強歯の脱粒に対する影響の考察ができる。そこで、本研究では主として各列の合計の実験結果について考察する。各行方向の分布は、日本晴のような脱粒難品種では、第 1 列目の整そ歯部での脱粒量は少なく指数分布とはならない。なお、図 7.5 の Weibull 解析を用いた考察は、7. 4. 2 項にて行う。

7. 3. 3 品種別脱粒分布結果と考察

供給量 2.5 kg/1 m, 各列の合計脱粒重量分布の、日本晴の結果を図 7.6 に、アケボノの結果を図 7.7 に、および密陽 23 の結果を図 7.8 に示す。

1 列目の整そ歯部では構造上脱粒しにくくしてあるため、こぎ胴回転数が低下すると、品種による脱粒性の難易に応じて脱粒量が低下する。

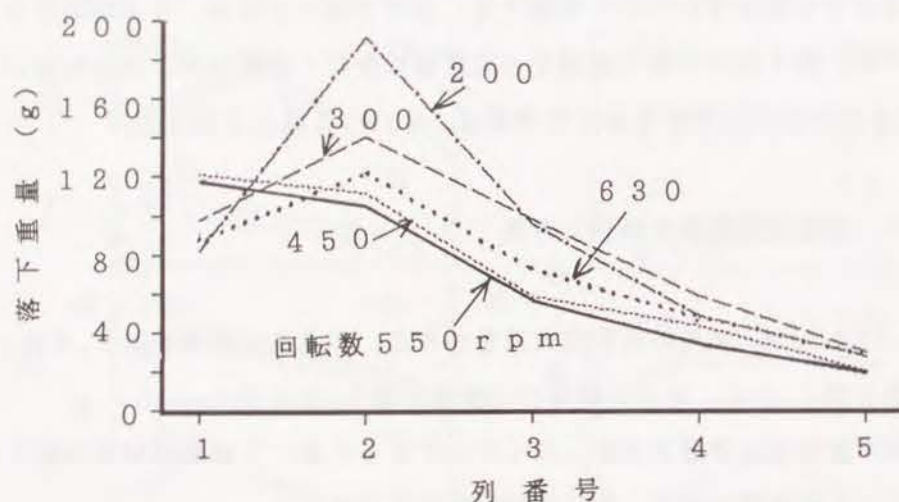
日本晴の場合、2 列目の補強歯部では回収量のばらつきのため考察が難しいが、2 列目と比較した 3 列目での脱粒量の低下度が、300, 200 rpm では減少している。茎と葉の水分は図 5.2 に示すように、ほぼ同じであるので記載を省略する。



含水率(wb) 籾 26.8%, 茎 73.3%

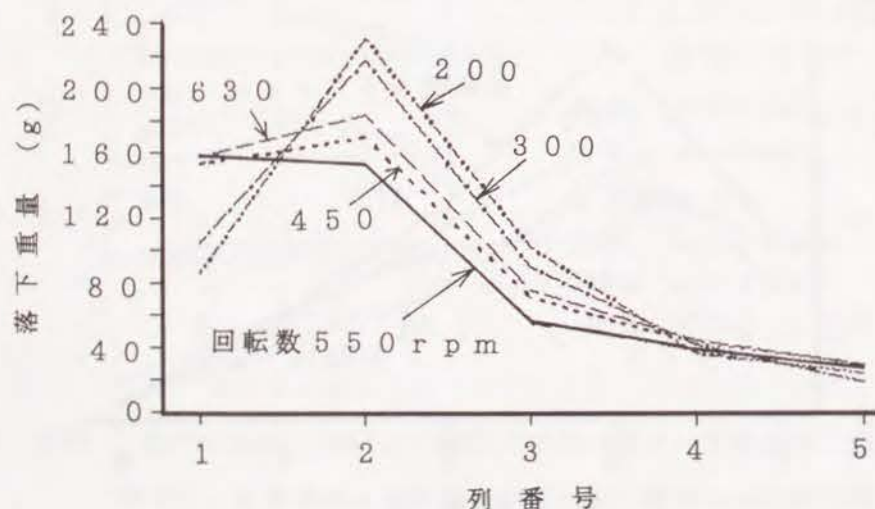
図 7.6 日本晴脱粒分布

これは、こぎ歯の速度が不足していて、未脱粒のまま3列目に供給される穀粒が増加したため、3列目の脱粒量の低下度が減少したと推定される。したがって、3列目の折れ線が凸形となるものは凹形となるものと比較して、こぎ歯の速度が不足の傾向にあると考えられる。



含水率(wb) 籾25.0%, 茎73.8%

図7.7 アケボノ脱粒分布



含水率(wb) 籾33.2%, 茎77.9%

図7.8 密陽23脱粒分布

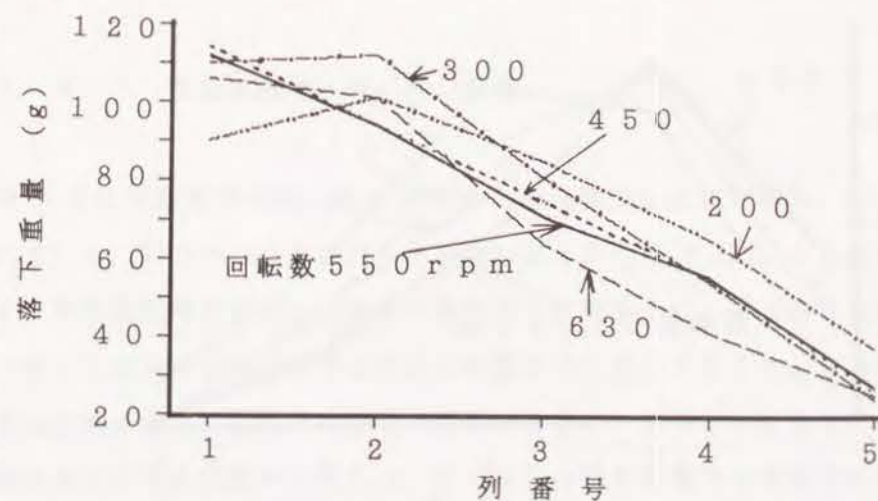
脱粒易のアケボノでは、こぎ歯回転数の低下により2列目の補強歯部で脱粒量が増加する。これはアケボノでは、補強歯は200rpmでも脱粒に必要な速度を有しており、未脱粒のまま2列目へ供給される穀粒が増加したことによるものと考えられる。アケボノより脱粒性の良い密陽23ではこの傾向はさらに顕著に表れる。

図7.6, 図7.7および図7.8の日本晴, アケボノおよび密陽23の3品種の脱粒分布結果はこぎ歯の速度と品種ごとに異なる。脱粒力は脱粒の仕方に直接関係することを示している。

7.3.4 日本晴脱穀条件別脱粒分布結果と考察

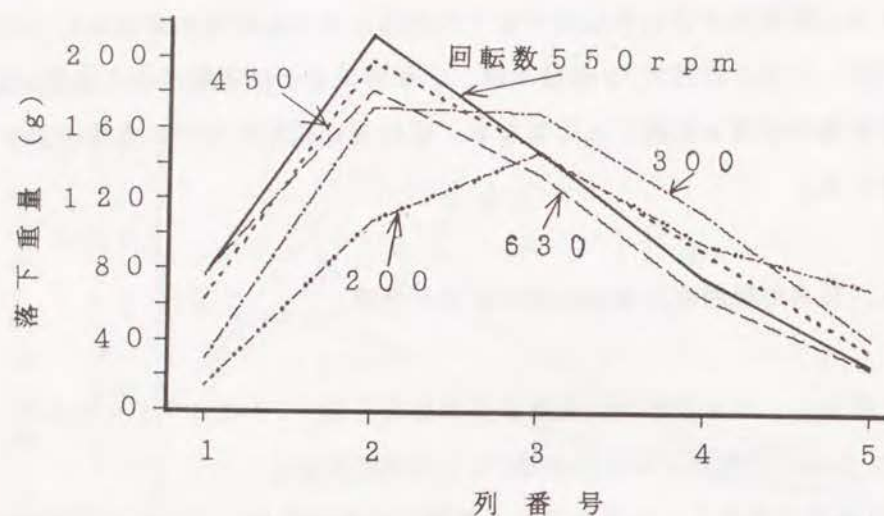
日本晴の「葉なし」の各列合計脱粒重量分布結果を図7.9に、「チャフ入り」の結果を図7.10に、「乾材」の結果を図7.11に示す。

図7.9の日本晴「葉なし」の場合は、こぎ歯回転数が低下しても整そ歯部での脱粒量の低下度は少なく、脱粒易のアケボノや密陽23よりも脱粒量が多く、2列目、3列目の脱粒量もこぎ歯の速度の影響は少ない。逆に、図7.10の日本晴「チャフ入り」では、回転数の低下による1列目の整そ歯部での脱粒量の低下はもちろん、



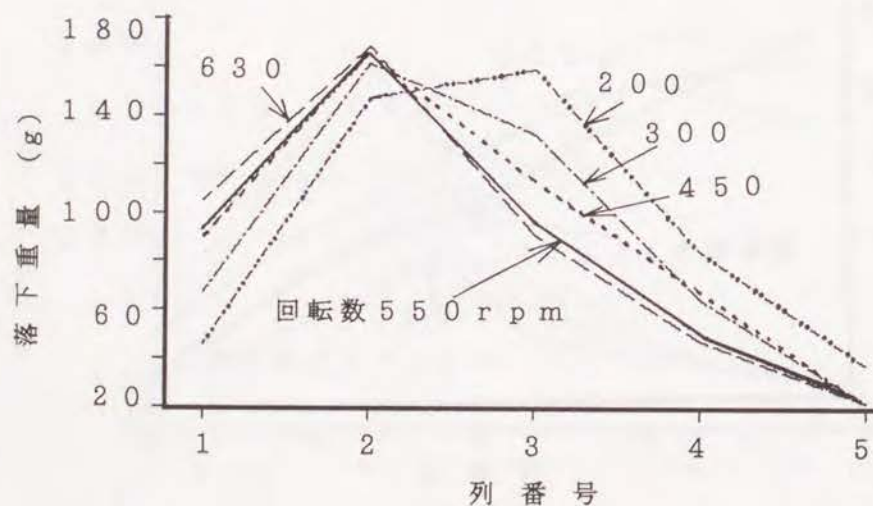
含水率(wb) 籾26.8%, 茎73.3%

図7.9 日本晴「葉なし」脱粒分布



含水率(wb) 籾 22.2%, 茎 75.2%

図 7.10 日本晴「チャフ入り」脱粒分布



含水率(wb) 籾 15.3%, 茎 19.9%

図 7.11 日本晴「乾材」脱粒分布

全回転数で3列目の折れ線が凸形になる傾向が表れこぎ歯の速度が不足状態である。これは「葉なし」と「チャフ入り」ではチャフによる落下位置の変化だけでなく、脱粒の仕方が図 7.6 の標準状態とは変化していると考えらる。

このことは、こぎ歯と穀粒の衝突の仕方には図 4.1 (a), (b) の2種類があり、図 4.1 (b) の場合は、枝梗は曲げを受けた状態でこぎ歯から力積を受けるため、図 4.1 (a) の場合に比べてこぎ歯の速度が遅くても脱粒する。「葉なし」の場合は、図 7.6 の標準状態に比べてこぎ歯と穀粒が直接接触しやすく、図 4.1 (b) の状態が生じやすくなるためと思われる。逆に、「チャフ入り」の場合はチャフがこぎ歯と穀粒の間に入る確率が高くなり、図 4.1 (b) の状態が生じにくくなると考えられる。図 7.6, 図 7.9 および図 7.10 の脱粒分布結果から、自脱の脱粒においては図 4.1 (a), (b) による脱粒現象が併存して生じていること、葉の有無やチャフの存在量の多少によりこの現象の発生比率が変化すると考える。

図 7.11 の日本晴「乾材」の場合、葉が乾燥しているため葉なしの条件に近いと推定されるが、1列目の整そ歯部での脱粒量の減少が顕著で、3列目の脱粒量が増加する脱粒難品種の示す傾向が生じた。乾材については脱粒率、こぎ軸トルクの両面からさらに検討を加える必要がある。

7.4 Weibull解析による脱粒分布の考察

7.4.1 実測脱粒率とWeibull解析

表 7.3 に供給量別の第6章式(6.3)から直接算出した脱粒率 h (以下実測脱粒率という)と、Weibull分布のパラメータ m と η から式(6.32)により求めた脱粒率を示す。実測脱粒率とWeibull解析の脱粒率を比較すると、第5列目の処理歯部を除き一致しておりWeibull分布は自脱の脱粒分布に適合すること、および形のパラメータ m の値によって脱粒率の変化が評価できることが明らかとなった。

供給量に対する脱粒率の変化は、第1列目の整そ歯部では構造的に処理能力が低いため、供給量が増すと脱粒率は低下するが、第2, 3, 4列目の補強歯部では、550, 200 rpmとも供給量に関係なく脱粒率はほぼ一定値となり、こぎ歯と茎の衝突率つまり脱粒率は供給量に関係しないという式(6.14), (6.16)が実証された。

表 7.3 実測脱粒率とWeibull解析による脱粒率

[回転数] 供給量		区 間 (受箱列) 番 号 j					Weibull パラメータ	
		1	2	3	4	5	形 m	尺 η
		整そ歯	補強歯			処理歯		
[550rpm] 1.25kg/1m	実測値	0.23	0.40	0.50	0.66	1.00	1.73	3.2
	Weibull	0.23	0.38	0.52	0.64	0.75		
	2.5kg/1m	実測値	0.20	0.45	0.54	0.69	1.90	3.2
		Weibull	0.21	0.39	0.56	0.73		
	5.0kg/1m	実測値	0.15	0.39	0.54	0.72	2.24	3.5
		Weibull	0.14	0.32	0.53	0.76		
[200rpm] 1.25kg/1m	実測値	0.095	0.26	0.47	0.68	1.00	2.39	3.9
	Weibull	0.095	0.24	0.43	0.65	0.87		
	2.5kg/1m	実測値	0.12	0.33	0.48	0.65	2.15	3.5
		Weibull	0.15	0.32	0.51	0.71		
	5.0kg/1m	実測値	0.084	0.28	0.46	0.60	2.50	3.8
		Weibull	0.089	0.25	0.46	0.71		

7. 4. 2. 重量分布と粒数分布の比較

図 7.5 の重量分布と粒数分布の差を形のパラメータ m の値で考察する。各列別では m の値に差がないが、各行別では 1 回転した穀粒が基部を通過した後落下する考えられる第 1 行目を除き、粒数分布による m の値が大きくなり、こぎ室の後半部では重量当たりの粒数が増加していることがわかった。このことから、第 4 章で考察した“こぎ歯との衝突時の穀粒の初期速度 v_0 は、穀粒の質量に関係しないので不稔粒のように質量の小さな穀粒は、こぎ歯から受ける力積が小さく脱粒しにくい。”との理論が実証された。

7. 4. 3 同一条件でのばらつきおよび品種の影響

(1) 同一条件でのばらつきおよびこぎ回転数の影響

品種別の m の値を図 7.12 に示す。なお、実測脱粒率は表 7.8, 表 7.9 に示す。日本晴の 550 rpm の同一条件での m の値のばらつきは 1.8 ~ 2.1 で同一条件でも 0.3 程度のばらつきが生じた。 m の値の 0.3 の差は位置によって異なるが、 $j=1$ にて脱粒率 $h_j=0.08$, $j=2$ にて $h_j=0.05$ 程度に相当する。これは、こぎ歯と茎の衝突率が 2 項分布によって決まることから考えて妥当なばらつきであり、他の条件でもこの程度のばらつきは生じているものと考えられるが、今回は脱穀条件を変えた実験を優先し、Weibull 解析により全体的傾向を把握することにした。450 rpm 以上ではこぎ歯の速度の変化による差は少ないが、300, 200 rpm では脱粒に必要なこぎ歯の速度が不足しており m の値の変化が大きくなる。

(2) 品種の影響

品種による脱粒性の難易の比較では、アケボノでは 300 rpm にて、密陽 23 では 200 rpm にて日本晴の 550 rpm の m の値と同じ値を示し、品種による脱粒性の難易の差とこぎ歯の必要速度が定量的に関係づけられた。 m の値と分布形を図 7.13 に示す。

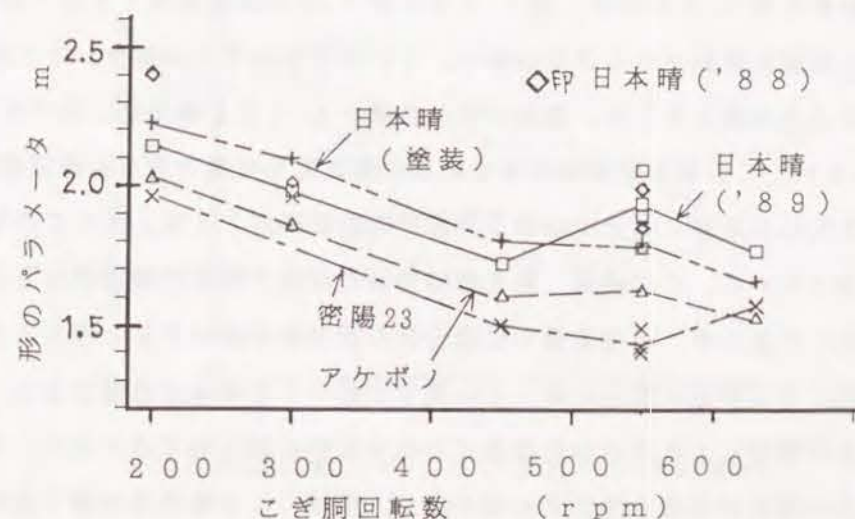
図 7.12 同一条件および品種別の m の値のばらつき

表 7.4 穀粒の穂の位置別実測脱粒率

供給 順序	穂の 位置	区 間 (受箱列) 番 号 j				
		1	2	3	4	5
1 先	穂先	0.24	0.33	0.43	0.57	1.00
	中央	0.26	0.35	0.35	0.43	1.00
	茎元	0.27	0.25	0.31	0.44	1.00
2 中央	穂先	0.25	0.34	0.43	0.54	1.00
	中央	0.23	0.29	0.38	0.43	1.00
	茎元	0.24	0.29	0.34	0.42	1.00
3 後	穂先	0.28	0.38	0.41	0.51	1.00
	中央	0.30	0.42	0.41	0.55	1.00
	茎元	0.28	0.38	0.36	0.45	1.00

供給順序, 穂の位置は, 図 7.4 参照

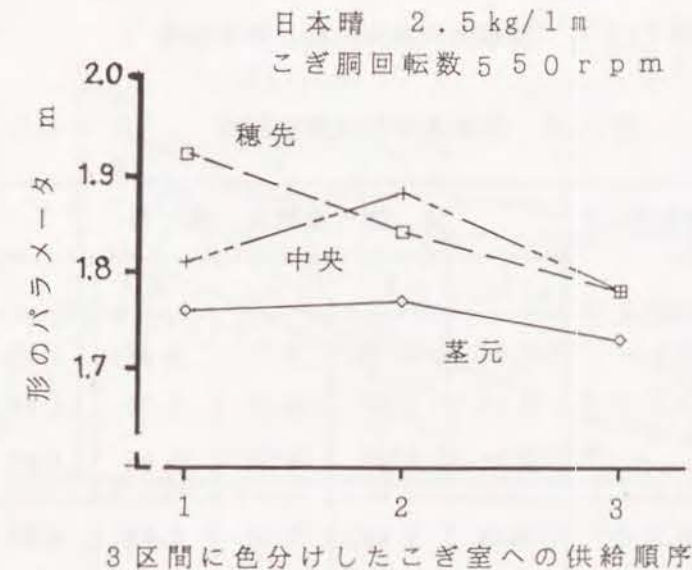


図 7.14 穀粒の穂の位置別Weibull解析結果

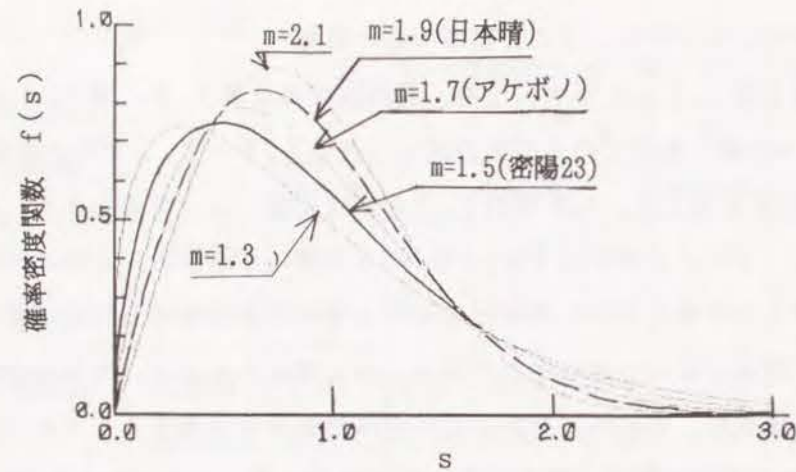


図 7.13 mの値とWeibull分布形

7.4.4 位置および供給順序の影響

塗料塗布の全色合計(重量)の場合, 塗装無しに比べて m の値が0.1高くなっており塗料塗布の影響がでるが, 脱粒率 h_j への影響は0.02程度である。穀粒の穂の位置および供給順序の違いによる脱粒分布(粒数)のWeibull解析結果を図7.14に, 実測脱粒率を表7.4に示す。図7.14と表7.4の供給順序1とは1mの稲列の内最初にこぎ室に供給される33cm部分, 2とは中央の33cm部分, 3とは最後に供給される33cm部分を示す。茎元では m の値が1.75と穂先部に比べて0.1~0.15小さい。この差を実測脱粒率でみると穂先部では第2列目の補強歯部では脱粒率が35%になるが, 茎元では第2列目での脱粒率が25%と低くこの差が m の値の差になっている。この結果, 整そ歯部ではこぎ歯と穀粒の衝突率は茎元も穂先部もほぼ同じであるが, 補強歯部では穂先部の衝突率が増加すると考えられる。表3の脱粒率だけでは評価が難しいが, m の値で比較すると傾向が把握できる。

こぎ室への供給順序によるばらつきは茎元では少ないが穂先部では大きい。早く供給された穂先の穀粒は飛散を防止する稲がなく, 飛散により後半部の落下量が増加しているとも考えられるが, この考察は他の実験結果と矛盾する。穂先部は動きやすいため偶然性が高いとも考えられる。

7. 4. 5 脱穀条件の影響

「葉なし」, 「チャフ入り」, 「乾材」の脱穀条件別のWeibull解析結果を図7.15に, 実測脱粒率を表7.5に示す。

「葉なし」の m の値は1.7と低く, こぎ胴回転数の影響が少ない。「チャフ入り」は m の値が大きく, こぎ胴回転数の影響も大きい。「乾材」の場合は, m の値が大

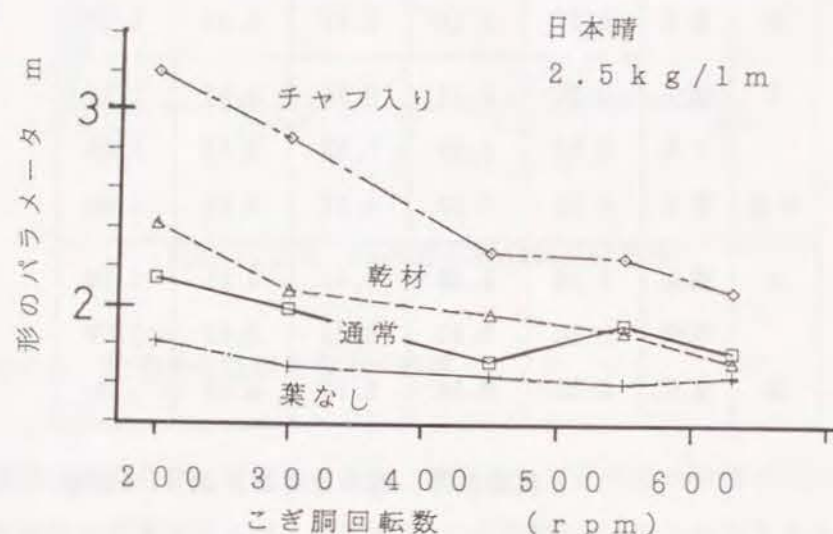


図7.15 脱穀条件別Weibull解析結果

表7.5 脱穀条件別実測脱粒率

回転数 (rpm)	脱穀条件	区 間 (受箱列) 番 号 j				
		1	2	3	4	5
550	「葉なし」	0.31	0.38	0.47	0.67	1.00
	「チャフ入り」	0.14	0.46	0.57	0.73	1.00
	「乾材」	0.21	0.40	0.52	0.65	1.00
200	「葉なし」	0.24	0.35	0.46	0.64	1.00
	「チャフ入り」	0.031	0.26	0.47	0.58	1.00
	「乾材」	0.10	0.34	0.57	0.69	1.00

きくなり脱粒難の特性を示すが, 表7.5から, これは整そ歯部の脱粒率が低下するため補強歯部での脱粒率の差は少なかった。「乾材」については図3.11に示した脱粒分布は脱粒難の傾向を示したが, 実測脱粒率と m の値によって分析すると, この原因は整そ歯部での脱粒率低下であることが, 定量的に明かとなった。

7. 4. 6 供給条件の影響

供給絶対長さや線密度の供給条件別のWeibull解析結果を図7.16に示す。線密度の増加および供給絶対長さが増加すると m の値が大きくなる。7.5 kg/3 m (線密度2.5 kg/m) の長さの増加による m の値の増加は, 脱穀時に生じるチャフにより遅く供給される稲は「チャフ入り」と同じ条件になり, 整そ歯部での脱粒率が低下するためと考えられる。これとは逆に長さの短い0.8 kg/0.32 m (線密度2.5 kg/m) および1.5 kg/0.3 m (線密度5 kg/m) では m の値は低くなる。

図7.14の結果から, 7.5 kg/3 mの結果は2.5 kg/1 mの通常状態と「チャフ入り」の結果の重ね合わせにより創り出せることが判明し, このことから, チャフと脱粒率の関係が明らかとなった。

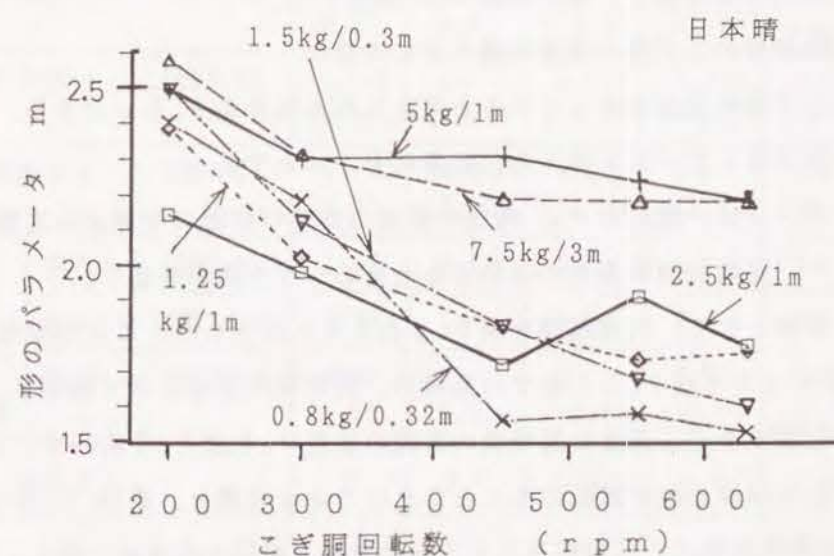


図7.16 供給条件別Weibull解析結果

7. 4. 7 Weibull解析の有効性

実測脱粒率とWeibull分布のパラメータ m と η から求めた脱粒率は良く一致し、Weibull分布は自脱の脱粒分布に適合し、形のパラメータ m の値によって脱粒率の変化が評価できることが確認できた。整そ歯と補強歯のような異なるこぎ歯の脱粒率を個別に比較検討する場合は、各こぎ歯に対応する区間ごとの実測脱粒率を求めて考察する必要があるが、全体的傾向の把握にはWeibull解析は有効である。さらに、Weibull解析を用いると、こぎ胴回転数および品種ごとの脱粒性の変化に比例して、 m の値が直線的に変化するため、自脱の脱穀性能と品種ごとの脱粒の難易が線形関係で考察できることが確認できた。

7. 5 重み関数の推定

7. 5. 1 重み関数 w_2 の推定

重み関数には、こぎ歯の形状による重み w_1 とこぎ歯の速度と脱粒性の難易により決まる重み w_2 があるが、先に脱粒分布結果からシグマ確率を媒介として、こぎ歯の速度と脱粒力の関係を考察し、重み関数 w_2 の推定する。

脱粒分布実験結果のこぎ歯の速度の過不足の考察から、

- 1) 脱粒に十分な速度を有していると考えられる条件を 2.5σ とする。
- 2) 速度が不足していると考えられる条件を 1σ とする。

ここで、 σ は、脱粒力 F_d 、穀粒の質量 m および枝梗の等価ばね定数 k の3変数の標準偏差の合わさるときのシグマ確率をさす。

1), 2)を目安として、判定基準を表7.6のように設定した。この判定規準により推定した図7.6から図7.11までの品種別、脱穀条件別のシグマ確率と、このシグマ確率で脱粒するのに必要な衝突後の穀粒の速度 V_d を表7.7に示す。シグマ確率から推定した供試自脱が穀粒に与えることのできる速度と、式(4.17)から計算した表7.2の供試自脱のこぎ歯が与えることのできる穀粒の速度は一致し、脱粒に必要な速度の計算値と実験結果が、シグマ確率を媒介として関係づけられた。したがって、重み関数 w_2 としては、与えられたシグマ確率のパーセンテージを使用する。

表7.6 脱粒分布試験結果をシグマ確率で分類するための判定基準

σ は標準偏差

シグマ確率 (%)	平均値	1σ	1.5σ	2σ	2.5σ	3σ
	50.0	60.0	65.9	87.0	93.6	98.6
1列目の脱粒量	40g以下	40g以下	80g以下	80g以下	80g以上	100g以上
2列目と比べて	1列目	少ない	少ない	少ない	少ない	同程度
	3列目	多い	同程度	少ない	少ない	少ない
3列目の折れ線	凸	凸	凸	凹	凹	凹
図4.1(a)の脱粒に必要な速度の過不足	相当不足	不足	やや不足	ほぼ十分	十分	過多

表7.7 表7.6の判定基準より分類した脱粒分布実験結果のシグマ確率

速度の単位 (m/s), σ は標準偏差

()内 所定のシグマ確率を得るのに必要な穀粒の速度 V_d

こぎ胴回転数 (rpm)		200	300	450	550	630
日本晴	(図7.6)	1σ (8.2)	1.5σ (9.9)	2σ (12.2)	2.5σ (15.5)	2.5σ (15.5)
	アケボノ (図7.7)	1.5σ (8.2)	2σ (10.5)	2.5σ (14.2)	2.5σ (14.2)	2.5σ (14.2)
	密陽23 (図7.8)	2σ (8.9)	2.5σ (11.9)	2.5σ (11.9)	3σ (18.4)	3σ (18.4)
	葉なし (図7.9)	1.5σ	2.5σ	2.5σ	3σ	3σ
	チヤリ入り (図7.10)	平均	1σ	1.5σ	2.5σ	2.5σ
日本晴	乾材 (図7.11)	平均 (7.5)	1σ (9.9)	2σ (13.3)	2.5σ (15.7)	2.5σ (15.7)
	注記1)	8	10	12	15	

注記 1) 上記()内の値から推定した供試自脱が穀粒に与えることのできる速度

なお、葉の有無やチャフの量の多少により衝突時の姿勢が変化するので、「葉なし」、「チャフ入り」のように脱穀条件が極端に変化する場合は、 0.5σ 分程度の補正が必要である。

7. 5. 2 重み関数 w_{1j} の推定

こぎ歯の形状による重み関数 w_{1j} については、第6章の式(6.14)から衝突率 λ_j を算出して、実測脱粒率 h_j と重み w_2 を用いて式(6.16)から逆算する。

$$\lambda_j = \frac{N_{tj} d}{s_f} \quad (6.14)$$

$$h_j = w_{1j} w_2 \lambda_j \quad (6.16)$$

ここで、 $s_f = 27.6 \text{ mm}$: こぎ胴1回転あたりのフィードチェンの移動距離

N_{tj} (本/mm) : 距離 s の区間 j に存在するこぎ胴円周上のこぎ歯の本数

$s = 90 \text{ mm}$: 受箱の幅, d : 等価茎径

λ_j : 衝突率 h_j : 脱粒率

日本晴、アケボノの平均茎径は $d = \phi 2 \text{ mm}$ 、密陽23は $d = \phi 2.5 \text{ mm}$ を用いる。区間 j のこぎ胴円周上のこぎ歯の本数 N_t は受箱の幅 90 mm 間のこぎ歯の数とする。ここで、整そ歯は3本のこぎ歯が連続しており、しかも最初のこぎ歯は歯高が低いため2本分に換算する。

供試自脱の重み関数 w_{1j} は、第1列目の整そ歯部が0.5、第2列目が0.75、第3、4列目が0.9、第5列目の処理歯部では1.00となった。

7. 5. 3 衝突率からの脱粒率の算出

重み関数 w_{1j} と重み関数 w_2 が推定できたので、日本晴、アケボノおよび密陽23の衝突率 λ_j (計算値) と重み w_{1j} 、重み w_2 を使って、式(6.16)により求めた脱粒率 h_j と実測脱粒率 h_j の比較表を表7.8、表7.9に示す。

- 1) 衝突率は、2項分布の期待値を使用している。
- 2) 重み w_{1j} は穀粒の残存状態によっても影響をうける。
- 3) 重み w_2 のシグマ確率もこぎ歯の形状によっても影響をうける。

表7.8 日本晴とアケボノの衝突率 λ から算出した脱粒率

等価茎径 $d = \phi 2 \text{ mm}$

フィードチェン速度 $s_f = 27.6 \text{ mm/rev}$

区間 j のこぎ歯本数 N_{tj} 本数/mm 衝突率 $\lambda = N_{tj} d / s_f$ 重み w_{1j}			区 間 (受箱列) 番 号 j					シグマ 確率に よる 重み w_2
			1	2	3	4	5	
日 本 晴	630	計算値	0.20	0.46	0.55	0.74	1.00	2.5σ
	rpm	(実測値)	0.25	0.45	0.49	0.63	1.00	0.94
	550	計算値	0.20	0.46	0.55	0.74	1.00	2.5σ
	rpm	(実測値)	0.20	0.45	0.54	0.69	1.00	0.94
	450	計算値	0.18	0.42	0.50	0.68	1.00	2.0σ
	rpm	(実測値)	0.25	0.43	0.48	0.65	1.00	0.87
	300	計算値	0.14	0.32	0.39	0.52	1.00	1.5σ
	rpm	(実測値)	0.19	0.42	0.55	0.70	1.00	0.66
	200	計算値	0.10	0.24	0.29	0.39	1.00	1.0σ
	rpm	(実測値)	0.12	0.33	0.48	0.65	1.00	0.50
ア ケ ボ ノ	630	計算値	0.20	0.46	0.55	0.74	1.00	2.5σ
	rpm	(実測値)	0.38	0.48	0.57	0.62	1.00	0.94
	550	計算値	0.20	0.46	0.55	0.74	1.00	2.5σ
	rpm	(実測値)	0.36	0.49	0.51	0.65	1.00	0.94
	450	計算値	0.20	0.46	0.55	0.74	1.00	2.5σ
	rpm	(実測値)	0.34	0.48	0.48	0.68	1.00	0.94
	300	計算値	0.19	0.42	0.51	0.68	1.00	2.0σ
	rpm	(実測値)	0.23	0.43	0.53	0.66	1.00	0.87
	200	計算値	0.14	0.32	0.39	0.52	1.00	1.5σ
	rpm	(実測値)	0.18	0.53	0.56	0.64	1.00	0.66

ことを考慮すると3品種とも妥当な結果が得られ、脱粒率 h_j を算出する式(6.16)の理論的根拠が実証された。

しかし、シグマ確率を日本晴300rpmでは 2.0σ 、200rpmでは 1.5σ に修正する必要が生じた。同様に、アケボノについても300rpmで 2.5σ 、200rpmで 2.0σ とこぎ胴回転数の低い範囲では 0.5σ 分の修正が必要となった。また、「葉なし」、「チャフ入り」、「乾材」ような脱穀条件が極端に異なる場合は、整そ歯部の脱粒率が大幅に変化しシグマ確率の変更だけでは対応できず、同一の脱穀機を使用しているにもかかわらず重み w_{1j} の変更が必要となった。このことは、衝突率が式(6.14)のように茎径とこぎ歯の本数とフィードチェーンの速度だけでなく、また、重み w_{1j} がこぎ歯の形状だけでなく、区間jでの残存率やこぎ歯と穀粒との衝突時の姿勢にも影響されるためと考えられる。Weibull分布を適用すると、これ

表7.9 密陽23の衝突率 λ から算出した脱粒率

等価茎径 $d = \phi 2.5\text{mm}$

フィードチェーン速度 $s_f = 27.6\text{mm/rev}$

区間jのこぎ歯本数 N_{tj} 本数/mm			区 間 (受箱列) 番 号 j					シグマ 確率に よる 重み w_2
			1	2	3	4	5	
衝突率 $\lambda = N_{tj}d/s_f$			6/90	9/90	9/90	12/90	21/90	
重み w_{1j}			0.55	0.82	0.82	1.08	1.90	
			0.50	0.75	0.90	0.90	1.00	
密 陽 23	630 rpm	計算値	0.27	0.61	0.73	0.96	1.00	3.0σ
		(実測値)	0.32	0.55	0.51	0.61	1.00	0.99
	550 rpm	計算値	0.27	0.61	0.73	0.96	1.00	3.0σ
		(実測値)	0.36	0.57	0.46	0.55	1.00	0.99
	450 rpm	計算値	0.26	0.57	0.69	0.91	1.00	2.5σ
		(実測値)	0.33	0.54	0.49	0.59	1.00	0.94
	300 rpm	計算値	0.26	0.57	0.69	0.91	1.00	2.5σ
		(実測値)	0.22	0.59	0.60	0.69	1.00	0.94
	200 rpm	計算値	0.24	0.53	0.64	0.85	1.00	2.0σ
		(実測値)	0.18	0.59	0.68	0.60	1.00	0.87

らの要因を全て含めて形のパラメータ m が決定されるので、脱粒分布を記述するには条件により個々に重みを変更して対処するのではなくWeibull分布を使用し、本解析法は脱粒率 h_j の理論的根拠を得るにとどめるのが良いと考えられる。

7.6 まとめ

受網から落下する穀粒を収集する脱粒分布実験を行ない、自脱の脱粒過程を解析した。脱粒率を、実験結果から直接算出する方法、2項分布によるこぎ歯と茎の衝突率にこぎ歯の形状による重み w_{1j} とこぎ歯の速度と脱粒性の難易の関係によって決まる重み w_2 （“シグマ確率”）を乗じて脱粒率を算出する方法、およびWeibull分布をあてはめて算出する方法の3つを用いて比較検討した。3つの解析法は良く一致した。

これにより、2項分布による衝突率算出法や“シグマ確率”の理論を実証し、脱粒率の理論的根拠を明確にした。シグマ確率が脱粒分布を予測する評価指数であることを裏づけた。重み関数を比較することにより、こぎ歯の形状、速度、品種による脱粒性の難易及び供給量が脱粒分布に及ぼす影響を解析した。

また、自脱の脱粒分布にはWeibull分布が適合することが確認できたことにより、形のパラメータ m の値を用いての脱粒性の難易の比較や脱粒分布の表現が容易になった。 m の値の比較により、重い穀粒は脱粒されやすく早い段階で脱粒されること、脱粒易のアケボノはこぎ胴回転数300rpmで、同じく密陽23は200rpmで脱粒難の日本晴の550rpmの脱粒分布と等しくなることを把握した。

葉の有無と過度のチャフの存在は、脱粒に大きな影響を及ぼす。葉を人為的に除去した場合、200rpmでも十分脱粒し、 $m=1.9$ と550rpmと同じ分布形となる。これに対して、過度にチャフが存在すると550rpmでも、 $m=2.2$ と200rpmの脱粒分布形となった。

8.1 はじめに

8.1.1 自脱の負荷特性(1) —— 履歴現象

(1) 積分方程式による履歴現象の表示

自脱の負荷変動の特徴は、稲がフィードチェーンによってこぎ室内を数秒間にわたって通過しながら、脱穀作用を受けることである。このため、こぎ胴軸トルクはこぎ室内の稲の脱穀抵抗トルクの累積されたものとなり、供給量の変動に対するこぎ胴軸トルク変動は履歴現象となる³²⁾。この点が短時間に脱穀部を通過する普通コンバインの脱穀部の負荷変動と異なる。

時刻 t における $z_T(t)$ の値が過去の $u(t)$ の値に依存し、履歴効果が累加的であるとき、履歴現象は次のように表現される³⁸⁾。

$$z_T(t) = \int_{-\infty}^t K_i(t, \xi) u(\xi) d\xi \quad (8.1)$$

核 $K(t, \xi)$ は履歴の特性を表し、履歴関数または影響関数とよばれる。今、 $u(t)$ を稲の供給量、 $z_T(t)$ をこぎ胴軸トルクとすれば、 $K_i(t, \xi)$ を求めれば供給量に対するこぎ胴軸トルク特性が表現できる。

こぎ室内に供給された稲が、 t 秒後に脱粒される確率密度関数を $f(t)$ とすると、時刻 t と $t + dt$ の間に脱粒される確率は $f(t) dt$ である。通常の状態では自脱で脱穀した場合、こぎ室内を通過する時間 t_0 間に完全に稲は完全に脱粒されるので、

$$\int_0^{t_0} f(t) dt = 1 \quad (8.2)$$

が成立する。

時刻 t においてこぎ室内に存在する穀粒量を $x(t)$ とし、 t と $t + dt$ の間に供給される穀粒量を $u(t) dt$ とすると、同時間に脱粒される確率は $f(t) dt$ であるので、時刻 $t = \xi$ と $\xi + d\xi$ の間に供給された穀粒 $u(\xi) d\xi$ が時刻 t と $t + dt$ の間に脱粒される量は

$$f(t - \xi) u(\xi) d\xi dt \quad (8.3)$$

である。供給が連続的に行われたとすると、 $t = 0$ から t までに脱粒される量は

$$dt \int_0^t f(t - \xi) u(\xi) d\xi \quad (8.4)$$

である。時刻 t と $t + dt$ の間にこぎ室内に存在する穀粒の増分を $dx(t)$ とすると、 $dx(t)$ は供給された穀粒量 $u(t) dt$ と脱粒された穀粒量の差であるから、穀粒の増加率 $dx(t)/dt$ は

$$\frac{dx(t)}{dt} = u(t) - \int_0^t f(t - \xi) u(\xi) d\xi \quad (8.5)$$

こぎ胴軸トルクはこぎ室内に存在する穀粒の量に比例すると仮定すると、こぎ胴軸トルク $z_T(t)$ と $x(t)$ の関係は

$$z_T(t) = b x(t) \quad b: \text{定数} \quad (8.6)$$

とおける。 $f(t)$ および b はこぎ胴の特性や品種によって決定されるもので、実験的に求める必要がある。

(2) 実験による $f(t)$ および b の決定例

$f(t)$ および b を決定するため、実験はステップ入力よりもはっきりと履歴効果の把握できる1束こぎのデータを用いて試算する。供試機としてS社製自脱コンバインヤングエースH50搭載の自脱を用い、1束こぎを行ったときのこぎ胴軸トルクと、同時にフィードチェーン部での茎層厚さをストレンゲージを貼ったりん青銅板のひずみとして記録し、供給量を計測した。図8.1に、品種マンリョウ(生材)、3kg束こぎの実験結果を示す。この結果から供給量 $u(t)$ と $z_T(t)$ すなわち $x(t)$ を求めて、 $f(t)$ の形を決定する。

供給量 $u(t)$ を最も良く近似できる関数は、

$$u(t) = \frac{e^{-at} - e^{-2at}}{a} \quad (8.7)$$

である。式(8.7)の形を図8.2に示す。

こぎ胴軸トルクからこぎ室内での穀粒の存在量 $x(t)$ は、次式により近似できる。

$$x(t) = \frac{1}{2} t^2 e^{-at} \quad (8.8)$$

式(8.8)の形を図8.3に示す。

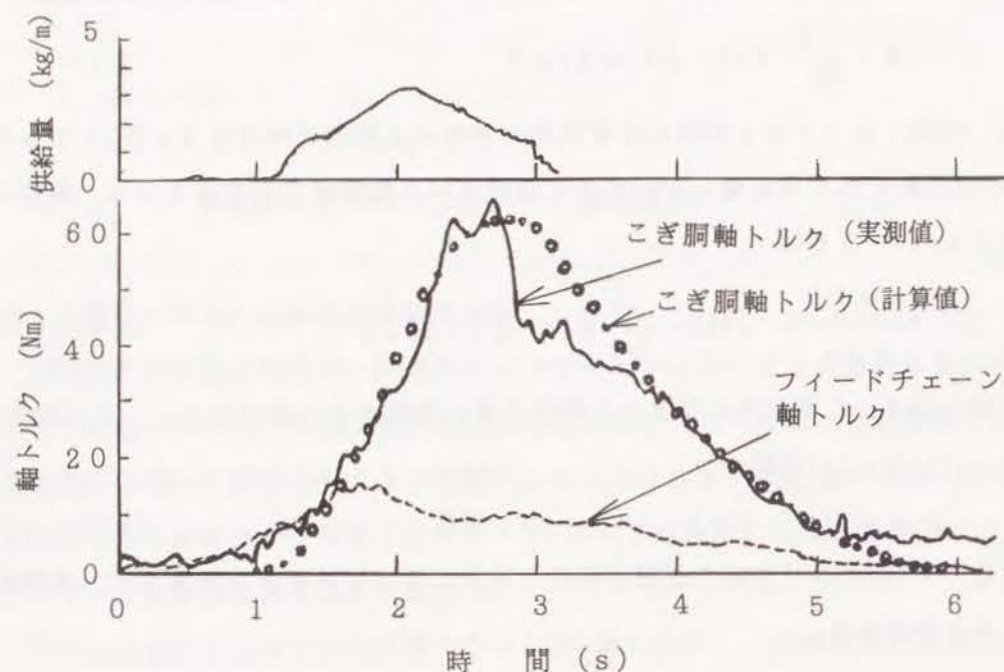


図 8.1 こぎ胴軸トルクの履歴現象

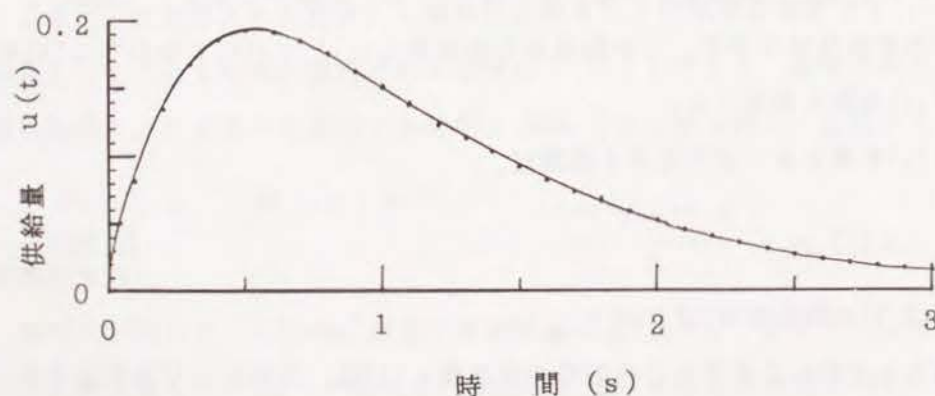


図 8.2 供給量近似関数関数形

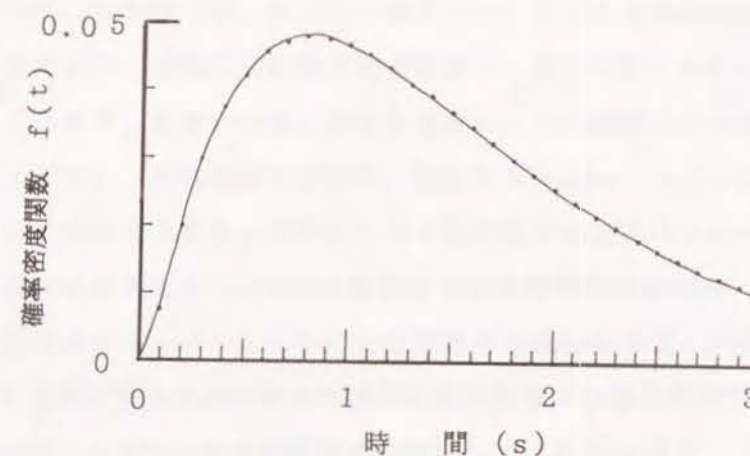


図 8.3 確率密度関数 $f(t)$ の関数形

ここで、式(8.5)は履歴が時間の経過のみに依存するコンボリューション積分であるので、これを Laplace 変換すると

$$s \cdot X(s) - x_0 = U(s) - F(s) \cdot U(s)$$

$$\therefore F(s) = \frac{U(s) - s \cdot X(s) + x_0}{U(s)} \quad (8.9)$$

となる。ここで、 x_0 は初期値である。式(8.7)、(8.8)を Laplace 変換すると、それぞれ

$$U(s) = \frac{1}{(s + 2a)(s + a)} \quad (8.10)$$

$$X(s) = \frac{1}{(s + a)^3} \quad (8.11)$$

となり、これを式(8.9)に代入し、初期値を $x_0 = 0$ として解くと

$$F(s) = \frac{a^2}{(s + a)^2} \quad (8.12)$$

となる。式(8.12)を逆 Laplace 変換すると

$$f(t) = a^2 t \cdot e^{-at} \quad (8.13)$$

となり、脱粒確率密度関数 $f(t)$ が決定された。

定数 a および b の値は実験結果から決定する。1 束こぎのトルク測定結果では図 8.1 から、 $t = 1.5$ 秒のときトルクの最大値が生じている。

したがって、式(8.8)から

$$\left. \frac{dx(t)}{dt} \right|_{t=1.5} = 0 \quad (8.14)$$

とすると

$$a \approx 1.33$$

を得る。同様に、 b の値は茎層厚さを cm で表すと

$$b \approx 0.24 \text{ Nm/cm}$$

となる。履歴効果時間は稲のこぎ室内通過時間が3秒であるので3秒とする。これらの値を式(8.5)、(8.6)に代入して、実測した茎層厚さを入力とし、0.1秒単位で離散化して数値計算により求めたこぎ胴軸トルクをプロットしたものが図8.1の白丸である。高周波成分をカットしたこぎ胴軸トルクの変動と一致している。

8.1.2 自脱の負荷特性(2) —— 要因別負荷分析

前節にて、自脱の負荷変動の特徴である履歴現象を、積分方程式にて記述する基本的考え方を示しその妥当性を実証した。しかし、前節の考え方だけでは、自脱の負荷を表現するには以下の点で十分でない。

- (i) 履歴現象に加えて負荷が増加すると、こぎ胴回転数が低下しフィードバック作用によって回転数の低下分こぎ胴軸トルクが減少する。
- (ii) 負荷の要因として稲の物理特性、こぎ歯の本数や速度などの自脱の要因が考慮されていない。
- (iii) こぎ胴軸トルクはこぎ室内の穀粒の残存量に比例して決定するとして、こぎ歯と茎の衝突により発生するトルクが考慮されていない。
- (iv) 入出力関係をLaplace変換にて記述して、入力 $u(t)$ と出力 $z_T(t)$ から脱粒の確率密度関数 $f(t)$ を推定している。しかし、このような関数系は入力、出力および伝達関数としての脱粒の確率密度関数が限定されており、入力と出力の実験値を模擬する近似関数および脱粒の確率密度関数を模擬する近似関数が存在しない場合解けない。このため、この方法は実際の問題に適用する範囲が限られる。

したがって、本研究では、以下の3項目について改良を加え精度の向上を計った。

履歴現象およびこぎ胴軸回転数変動の影響を、離散時間システムとして定式化した。このため、品種の相違、供給量変動の入力の変動への対する適応性を向上するとともに、脱粒確率密度関数、脱粒率をWeibull分布で表現することを可能とし、脱粒分布実験の結果から得た脱粒率が直接使用できるようした。

次に、自脱の負荷を4つの成分に分けて解析精度を向上させた

- (1) 稲列がフィードチェーンにより搬送されるトルク(z_1 とする)
- (2) こぎ歯と茎の衝突によるトルク(z_2)
- (3) 脱粒のためのトルク(z_3)
- (4) 過度のチャフの存在により増加するトルク(z_4)

この理由は、脱粒のためのトルク z_3 は、こぎ室内で穀粒の存在量に比例するため、式(8.1)の核 $K(t, \xi)$ は脱粒確率密度関数 $f(t)$ となり、式(8.9)によって表される。一方、トルク z_1 と z_2 は、品種と供給量にのみ依存しこぎ室内で変化しない。また、トルク z_4 は上記3つのトルクと異なった履歴を持つ。このため、各トルク成分により核 $K(t, \xi)$ は変化するので、こぎ胴軸トルクは式(8.5)と(8.6)のみでは記述できないからである。

さらに、稲の物理特性と自脱側の要因をパラメータとして状態方程式に組み込み、負荷に与える影響を定量的に把握した。

このように、自脱の所要動力の記述を精密にするとともに、全ての条件について負荷計測実験を行い理論の有効性を実証するとともに、負荷変動を状態方程式の係数により定量的に評価した。

8.1.3 離散時間システムによる履歴現象の表現

自脱を図8.4のように7つの区間に分割して、離散時間系の状態方程式に記述して履歴現象を表現する。区間 j の稲が区間 $j+1$ に移動するごとに計算を実施すると、計算ステップ k のとき区間 j にあった稲は、 $k+1$ において区間 $j+1$ に移動し、計算ステップ k のとき区間 $j+1$ にあった稲は、 $k+1$ において区間 $j+2$ に移動する。このため、 k 時点で区間 $j=0$ に供給された稲量を $u(k)$ とすると、

茎の本数も穀粒量も稲量 $u(k)$ に比例するので区間 $0, 1, \dots, 6$ での茎の量は次式で表せる。

$$\begin{aligned} x_1(k+1) &= u(k) \\ x_{j+1}(k+1) &= x_j(k) \quad (j=1, 2, \dots, 5) \end{aligned} \quad (8.15)$$

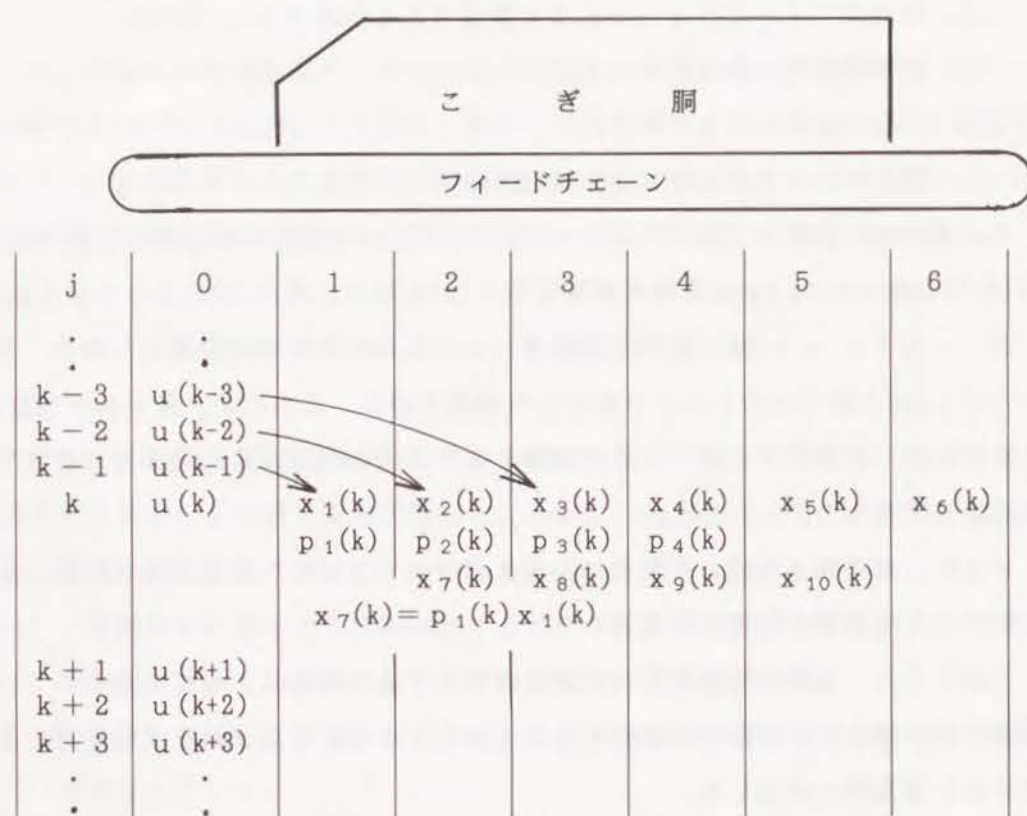


図 8.4 脱穀機の区間分割と状態変数の推移

稲列が 1 区間を移動するごとに計算を行うと 1 区間移動する時間はフィードチェーンの速度によるため、脱穀中のフィードチェーンの速度変動により計算ステップ毎に時間変るという欠点が生じるが、区間 0 に供給された稲量 u が区間 $1, 2, \dots, 6$ と送られる間変化しないので、式(8.15)が成立する。こぎ室を 5 区間に分割したのは、5 区間に分割すると十分な解析精度が得られるためである。

8.2 軸トルク負荷成分

8.2.1 フィードチェーン軸トルク

稲列を搬送するためのフィードチェーン軸に生ずるトルクは、Coulomb 摩擦を主成分とするため搬送速度には関係せず、フィードチェーンに茎を保持する板のばねの反力による。このため、各区間に存在している茎量（本数と茎径）に比例するとみなせる。そこで、フィードチェーン軸トルクの変動成分 z_1 は、茎量をトルクに換算する係数を k_1 とすると次式で表せる。

$$z_1(k) = k_1 \left(u(k) + \sum_{j=1}^6 x_j(k) \right) \quad (8.16)$$

8.2.2 こぎ歯と茎の衝突によるこぎ胴軸トルク

(1) こぎ胴軸トルクの要因

こぎ歯と茎の衝突は、 F をこぎ歯に作用する力、 t を時間、 m をこぎ胴の質量、 v をこぎ歯の速度とすると、こぎ歯の与える力積と運動量は等しいので、

$$F t = m v \quad (8.17)$$

となり、こぎ歯に作用する力 F とこぎ歯の速度 v は比例する。こぎ歯の作用によるこぎ胴軸トルクはこぎ歯に作用する力の和であるので、こぎ胴軸トルク z_2 は、こぎ歯の速度とこぎ歯と茎の衝突本数の積に比例する。これについては、既に 1910 年に В. П. Горячкин¹²⁾ が提唱している。

(2) こぎ胴軸角速度

こぎ歯の速度はこぎ胴軸角速度に比例するので、以下こぎ歯の速度はこぎ胴軸角速度で表し、まず、こぎ胴軸トルク y_L の変動に対するこぎ胴軸角速度 ω_t の変化を求める。

駆動側の可変速電動モータの出力に余裕があり、負荷が増加したときベルトに微小のスリップが生じる場合を想定する。供試脱穀機の動力伝達系は、第 9 章図 9.1 に示す。こぎ胴軸角速度 ω_t とこぎ胴軸の負荷トルク y_L の関係は次式となる。

$$\omega_t = \omega_m \left(1 - \frac{y_L}{T_s}\right) \quad (8.18)$$

ここで, ω_m : 電動モータの角速度

T_s : トルク y_L に対するベルトのスリップを算出するための定数

こぎ胴軸角速度の変動成分 ω_e とこぎ胴軸角速度 ω_t の関係は

$$\omega_t = \omega_m - \omega_e \quad (8.19)$$

となるので, こぎ胴軸角速度の変動成分 ω_e とこぎ胴軸の負荷トルク y_L との関係は,

$$\frac{y_L}{T_s} \omega_m = \omega_e \quad (8.20)$$

となる. 式(8.20)を変形して

$$\frac{T_s}{\omega_m} \omega_e = y_L \quad (8.21)$$

これにこぎ胴の慣性能率 J_p を考慮すると, トルク y_L による角速度の変化 ω_e は,

$$J_p \dot{\omega}_e + \frac{T_s}{\omega_m} \omega_e = y_L \quad (8.22)$$

となる. 標準形に書きなすと

$$\dot{\omega}_e = -\frac{T_s}{J_p \omega_m} \omega_e + \frac{1}{J_p} y_L = A \omega_e + b y_L \quad (8.23)$$

となる. 式(8.22)を離散時間系に変換すると式(8.26)となる.

$$\tilde{A} = e^{A \Delta t} = e^{-\frac{T_s}{J_p \omega_m} \Delta t(k)} \quad (8.24)$$

$$\begin{aligned} \tilde{b} &= \int_0^{\Delta t(k)} e^{A t} d\sigma = \frac{b}{A} e^{A \sigma} \Delta t(k) \\ &= \frac{b}{A} (e^{A \Delta t} - 1) = \frac{\omega_m}{T_s} \left(1 - e^{-\frac{T_s}{J_p \omega_m} \Delta t(k)}\right) \end{aligned} \quad (8.25)$$

$$\omega_e(k+1) = e^{-\frac{T_s}{J_p \omega_m} \Delta t(k)} \omega_e(k) + \frac{\omega_m}{T_s} \left(1 - e^{-\frac{T_s}{J_p \omega_m} \Delta t(k)}\right) y_L(k) \quad (8.26)$$

$\Delta t(k)$ は, 計算ステップごとの時間である. 計算を区間 j から $j+1$ へ移動することに行うため, $\Delta t(k)$ はフィードチェーンの速度, 供試脱穀機では角速度 $\omega_t(k)$ により変化する.

(3) こぎ歯と茎の衝突本数

区間 j でのこぎ歯と茎の衝突本数は, 第7章述べたこぎ歯と茎の衝突率 λ_j と茎の本数 N_j の積となる.

衝突率 λ_j は, 平均茎径を d , こぎ胴1回転当たりのフィードチェーンの移動距離を s_f , こぎ胴円周方向のこぎ歯の本数を N_{tj} とすると

$$\lambda_j = \frac{N_{tj} d}{s_f} \quad (8.27)$$

となり, 区間 j の稲量 $x_j(k)$ 当たりの茎の本数を n_0 とすると茎の本数 N_j は,

$$N_j = n_0 x_j(k) \quad (8.28)$$

となるので, 区間 j のこぎ歯と茎の衝突本数 n_j は

$$n_j = \lambda_j N_j = \frac{n_0 d}{s_f} N_{tj} x_j(k) \quad (8.29)$$

となる.

こぎ歯と茎の衝突によるこぎ胴軸トルク z_2 は換算係数を k_2 とすると, 区間 j での衝突本数 n_j とこぎ胴軸角速度 ω の積の和として次式で表せる.

$$z_2(k) = k_2 \frac{n_0 d}{s_f} \left(\sum_{j=1}^5 N_{tj} x_j(k) \right) \omega_t(k) \quad (8.30)$$

8.2.3 脱粒のためのこぎ胴軸トルク

このトルクは, 区間 j での穀粒の存在量, つまり脱粒されずに残った区間 j での残存量とこぎ歯との衝突率 λ_j の積に, こぎ歯の速度を乗じたものの各区間の和として表せる. 自脱の脱粒過程はMarkov過程であるため, 区間 j での穀粒の残存量は, 区間0に供給された穀粒量に, 区間 $j-1$ までの瞬間残存率 p_j を順次乗じることにより得られる. 瞬間残存率 p_j は, 実験結果から直接算出する方法, 2校分布によるこぎ歯と茎の衝突率から算出する方法, 脱粒分布にWeibull分布をあてはめて算出する方法の3つの方法があることを第6章で示し, どの方法でも十分な精度が得られることを第7章で証明した. Weibull分布を用いると, 瞬間残存率 p_j は, 式(8.31), (8.32)から形のパラメータ m と尺度のパラメータ η の2つのパラメータにて表現でき都合である.

$$p_j = 1 - h_j \quad (8.31)$$

$$h_j = \frac{m}{\eta} \left(\frac{j}{\eta} \right)^{m-1} \quad (8.32)$$

パラメータ m と η は、第7章の脱粒分布実験にて、品種により異なる脱粒力、チャフの多少、供給量線密度、あるいは、こぎ歯の速度等脱穀条件ごとに求められているので、所定の条件に合わせて適宜選択する。

区間 1, 2, ..., 5 の穀粒の残存量を $x_1(k), x_7(k), \dots, x_{10}(k)$ とすると次式となる。

$$\left. \begin{aligned} x_1(k+1) &= u(k) \\ x_7(k+1) &= p_1(k) x_1(k) \\ x_{j+5}(k+1) &= p_j(k) x_{j+5}(k) \quad (j=2, 3, 4) \end{aligned} \right\} \quad (8.33)$$

そこで、脱粒のためのトルク z_3 は換算係数を k_3 とすると、区間 j での残存量とこぎ歯との衝突率 λ_j の積の和に、こぎ胴軸角速度 ω を乗じて次式で表せる。

$$z_3(k) = k_3 \left(\lambda_1 x_1(k) + \sum_{j=2}^5 \lambda_j x_{j+5}(k) \right) \omega_1(k) \quad (8.34)$$

8. 2. 4 過度のチャフの存在によるこぎ胴軸トルクの増加

(1) こぎ歯と茎の衝突によるトルクの増加

脱穀品質を維持するには、適量のチャフがこぎ室内に存在することが必要である。しかし、過度のチャフの存在は、こぎ歯と茎の衝突によるトルク z_2 を増加させ、脱粒率を低下させる。

過度のチャフによるこぎ歯と茎の衝突によるトルクの増加は、次のように仮定してシミュレートする。等価チャフ発生量 $C_g(k)$ は、脱粒量に比例するとし、こぎ室外へのチャフ排出量は、こぎ室内での等価チャフ存在量に比例して増加するとする。このため、通常の使用状態では、ある状態で発生量と排出量が等しくなり、こぎ胴軸トルクの増加は上限値に達するとする。

区間 1, 2, ..., 5 での脱粒量は、各区間の穀粒の存在量 $x_1(k), x_7(k), \dots, x_{10}(k)$ と脱粒率 h_1, h_2, \dots, h_5 の積の和になる。そこで、等価チャフ発生量 $C_g(k)$ は、脱粒量をチャフの発生量に換算する係数を k_g とすると、

$$C_g(k) = k_g \left(h_1 x_1(k) + \sum_{j=2}^5 h_j x_{j+5}(k) \right) \quad (8.35)$$

となり、こぎ室内でのチャフの存在量 $x_{12}(k)$ は

$$x_{12}(k+1) = (1 - e^{-C_g(k) - x_{12}(k)}) \quad (8.36)$$

となる。上限値は、送塵弁の設定の仕方や使用する脱穀機によって変化するので、係数 k_g の値を調整して供試機の現象に合わせる。

この過度のチャフによるこぎ歯と茎の衝突によるトルクの増分 z_4 は、チャフの存在量をこぎ胴軸トルク z_4 に換算する係数を k_4 とすると次式で表せる。

$$z_4(k) = k_4 x_{12}(k) \left(\sum_{j=1}^5 N_{tj} x_j(k) \right) \omega_1(k) \quad (8.37)$$

式(8.23)は、トルク $z_2(k)$ の算出式、式(8.14)の係数

$$k_2 \frac{n_0 d}{s_f} \quad (8.38)$$

を

$$k_4 x_{12}(k) \quad (8.39)$$

に置換したものに等しい。このため、システム同定時には、通常脱穀実験とチャフを過度に混入させた脱穀実験の差を計測すれば、係数 k_4 を求めることができる。

(2) 脱粒率の低下によるこぎ胴軸トルクの増加

過度のチャフの存在により脱粒率が低下した場合は、同じ供給量 $u(k)$ でも未脱粒の増加により、こぎ室内の穀粒の存在量が増加する。このため、脱粒に要するこぎ胴軸トルク z_3 が増加する。このトルクは、式(8.18)のWeibull分布の形のパラメータ m と尺度のパラメータ η の値をチャフの量に応じて変更することによって増加し、こぎ歯と茎の衝突によるトルクの増分 z_4 のように陽に表現できない。

なお、このトルクは全負荷に占める比率が小さい。このため、パラメータ m と η の値の変動を無視しても影響は少ない。

8.3 状態方程式によるダイナミクスの記述

こぎ胴軸角速度の変動成分 $\omega_e(k)$ を $x_{11}(k)$ として出力 y_1 を供試自脱の計測トルクと角速度に対応させると、自脱のダイナミクスは、以下の離散時間系の状態方程式に表せる。なお、各区分での茎の量と穀粒の残存量のこぎ胴軸トルクへの影響は係数 k_1 の値にて調節するため、同じ供給量（入力） $u(k)$ を使用する。

状態方程式：

区分 $0, 1, \dots, 6$ での茎の量

$$x_1(k+1) = u(k) \quad (8.40)$$

$$x_{j+1}(k+1) = x_j(k) \quad (j = 1, 2, \dots, 5) \quad (8.41)$$

区分 $1, 2, \dots, 5$ での穀粒の残存量

$$\begin{aligned} (x_1(k+1) &= u(k)) \\ x_7(k+1) &= p_1(k) x_1(k) \end{aligned} \quad (8.42)$$

$$x_{j+6}(k+1) = p_j(k) x_j(k) \quad (j = 2, 3, 4) \quad (8.43)$$

こぎ胴軸角速度の変動成分

$$x_{11}(k+1) = e^{-\frac{T_s}{J_p \omega_m} \Delta t(k)} x_{11}(k) + \frac{\omega_m}{T_s} (1 - e^{-\frac{T_s}{J_p \omega_m} \Delta t(k)}) y_1(k)$$

チャフの増加量 (8.44)

$$x_{12}(k+1) = (1 - e^{-C_s(k) - x_{12}(k)}) \quad (8.45)$$

$$C_s(k) = k_s (h_1 x_1(k) + \sum_{j=2}^5 h_j x_{j+5}(k)) \quad (8.46)$$

中間変数：各負荷成分の変動成分

$$z_1(k) = k_1 (u(k) + \sum_{j=1}^6 x_j(k)) \quad (8.47)$$

$$z_2(k) = k_2 \frac{n_0 d}{s_f} \sum_{j=1}^5 N_{tj} x_j(k) y_3(k) \quad (8.48)$$

$$z_3(k) = k_3 (\lambda_1 x_1(k) + \sum_{j=2}^5 \lambda_j x_{j+5}(k)) y_3(k) \quad (8.49)$$

$$z_4(k) = k_4 x_{12}(k) (\sum_{j=1}^5 N_{tj} x_j(k)) y_3(k) \quad (8.50)$$

出力方程式：計測トルクおよび角速度に対応する。

$$\text{こぎ胴軸トルク： } y_1(k) = \sum_{i=1}^4 z_i(k) + b_1 \quad (8.51)$$

フィードチェーン軸トルク：

$$y_2(k) = z_1(k) + b_1 \quad (8.52)$$

$$\text{こぎ胴軸角速度： } y_3(k) = \omega_m - x_{11}(k) \quad (8.53)$$

ここで、 b_1 は、稻列を搬送しない状態でフィードチェーン軸を回転させたとき生じるトルクである。

9.1 所要動力計測実験

9.1.1 実験装置および方法

状態方程式のシステム同定を行うため、図9.1に示すフィードチェーン軸トルク、こぎ胴軸トルク、こぎ胴軸回転数およびフィードチェーン変位4カ所の合計7点の所要動力を計測した。

自脱の動特性を解析するためには、脱粒分布実験と所要動力計測実験は同時に実施し、同一試料にて脱粒分布とこぎ胴軸トルクの発生、角速度の変化を比較して考察する必要がある。このため、本実験は第7章の脱粒分布実験と同時に行った。したがって、供試脱穀機（Y社製C型脱穀機）、および実験条件は脱粒分布実験と同一である。実験条件は第7章で示した表7.1または付表と同一である。本節では、所要動力計測実験に特有の項目について述べる。

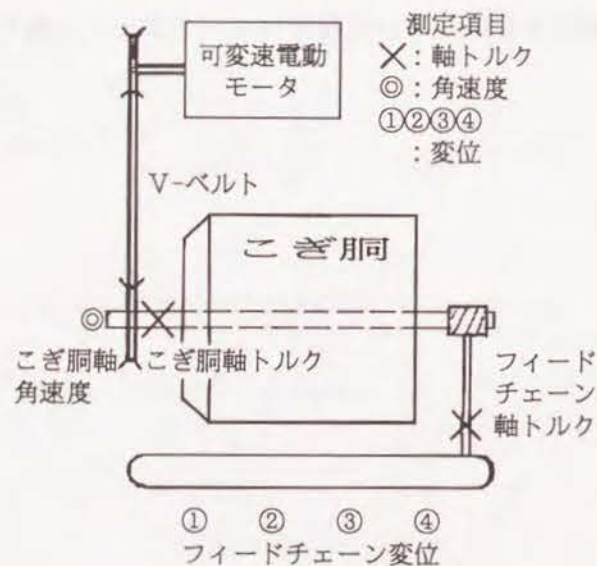


図9.1 動力伝達系および測定箇所

脱粒分布実験に加えた実験は、一度脱穀した稻列を再度脱穀機に通して測定したこぎ胴軸トルク $T_2(t)$ （脱粒後の稻を脱穀しているため、以下空こぎトルクという）を測定したことである。こぎ歯と茎の衝突によるトルク $z_2(t)$ を測定するため、穂をはさみで切断、除去した稻を脱穀機に供給して測定したこぎ胴軸トルクと、空こぎトルクを比較したところ両者の差はなく、脱穀時に生じる葉の切断および空こぎ時に残存する穂軸、枝梗の影響は無視できることが確認できた。そこで、空こぎトルクから、こぎ歯と茎の衝突によるトルク $z_2(t)$ を算出した。

ここで、トルク $T_2(t)$ 、 $z_2(t)$ は、実測値でA/D変換前のアナログデータであるため、時間の関数の意味で $f(t)$ を使用し、離散時間値 $f(k)$ と区別する。

次に、過度のチャフの存在によるこぎ歯と茎の衝突によるトルクの増分 z_4 は、式(8.23)にて与えられるが、式(8.23)は、こぎ歯と茎の衝突によるトルク z_2 の算出式、式(8.14)の係数、式(8.24)を式(8.25)に置換したものに等しい。このため、トルク z_4 は通常の空こぎ実験時のこぎ胴軸トルク $T_2(t)$ と、チャフを過度に混入させた「チャフ入り」の空こぎ実験時のこぎ胴軸トルク $T_4(t)$ から式(9.4)にて算出した。

なお、フィードチェーン軸トルク $T_1(t)$ は実測トルクではなく、減速比を考慮してこぎ胴軸トルクに換算した値を用いる。各負荷成分に対応するトルクは次式で求められる。

$$z_1(t) = T_1(t) - b_1 \quad (9.1)$$

$$z_2(t) = T_2(t) - T_1(t) \quad (9.2)$$

$$z_3(t) = T_3(t) - T_2(t) \quad (9.3)$$

$$z_4(t) = T_4(t) - T_2(t) \quad (9.4)$$

ここで、第8章で説明した通り、

$z_1(t)$ ：稻列がフィードチェーンにより搬送される時の変動成分トルク

$z_2(t)$ ：こぎ歯と茎の衝突によるトルク

$z_3(t)$ ：脱粒のためのトルク

$z_4(t)$ ：過度のチャフの存在により増加するトルク

b_1 ：稻列を搬送しない状態でフィードチェーン軸を回転させたとき生じるトルクである。

$T_1(t)$ ：フィードチェーン軸実測トルク

$T_2(t)$ ：空こぎ実験時のこぎ胴軸実測トルク

$T_3(t)$: 脱穀実験時のこぎ胴軸実測トルク

$T_4(t)$: 「チャフ入り」の条件での空こぎ実験時のこぎ胴軸実測トルク

全ての実験条件について脱穀実験と空こぎ実験を行った。実験に際しては、前の実験のチャフの影響がでないように、脱穀実験開始前にこぎ室内の清掃を行った。ただし、空こぎトルク T_2 は脱穀時のこぎ歯と茎の衝突トルク z_2 の代用であり、脱穀中は自身の葉で発生したチャフが存在しているため、空こぎ実験は脱穀実験時に発生したチャフをこぎ室内に残したまま行った。

9. 1. 2 実験結果および考察

実験結果の例として日本晴の供給量 2.5 kg/1 m 、こぎ胴回転数 550 rpm の実測波形を図9.2に示す。ただし、フィードチェーンの変位は、供給量 u （単位長さ当たりの質量つまり線密度 $[\text{kg/m}]$ ）に換算して表示する。

アケボノの波形を図9.3に、密陽23の波形を図9.4に示す。

日本晴 7.5 kg/3 m （線密度 2.5 kg/m ）、 550 rpm の結果を図9.5に示す。

供給量を 1 m ごとに 3 m 区間を凸型に変化させた時の、 550 rpm の結果を図9.6に示す。

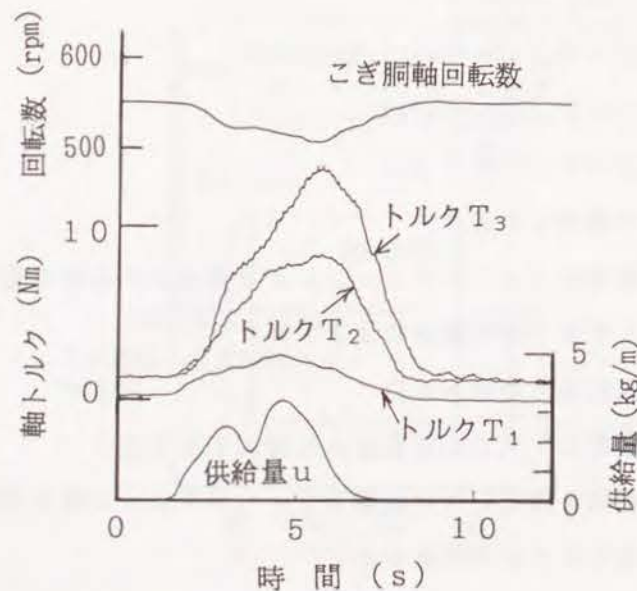


図9.2 脱穀時の日本晴，供給量 2.5 kg/1 m 実測波形

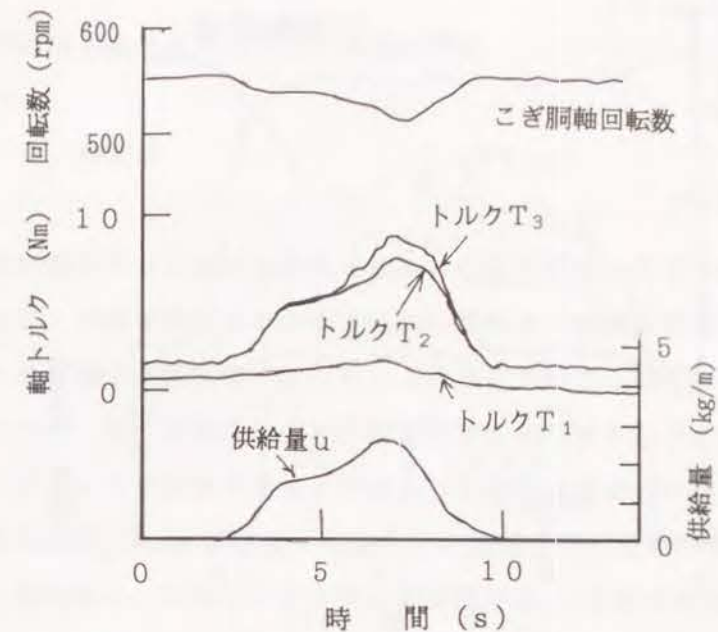


図9.3 脱穀時のアケボノ，供給量 2.5 kg/1 m 実測波形

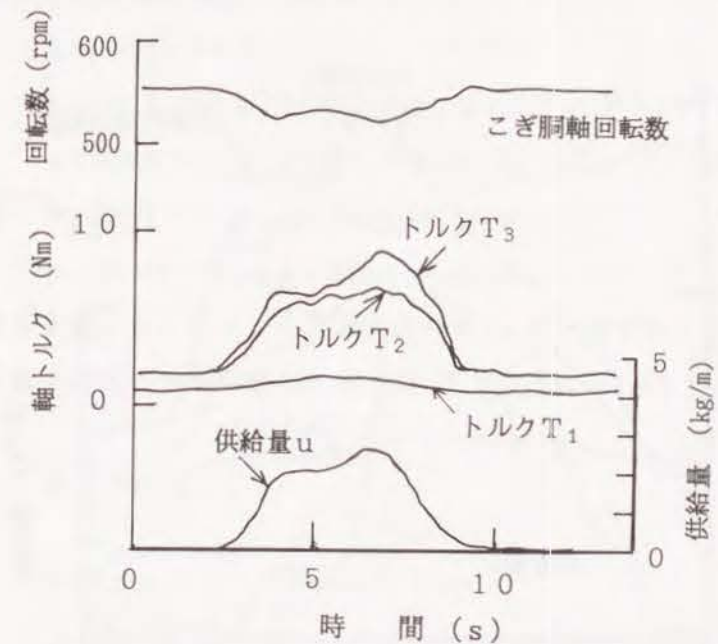


図9.4 脱穀時の密陽23，供給量 2.5 kg/1 m 実測波形

実験においては、刈り取った稲を全て手で並べて試料を作成した。均一になるように十分注意して配列したが、場所による稲量の変動は避けられず、こぎ胴軸トルクは供給量変動の影響を受けて変動することがわかった。また、図9.6の後半部ではチャフの増大によりトルクが増加していることがわかった。

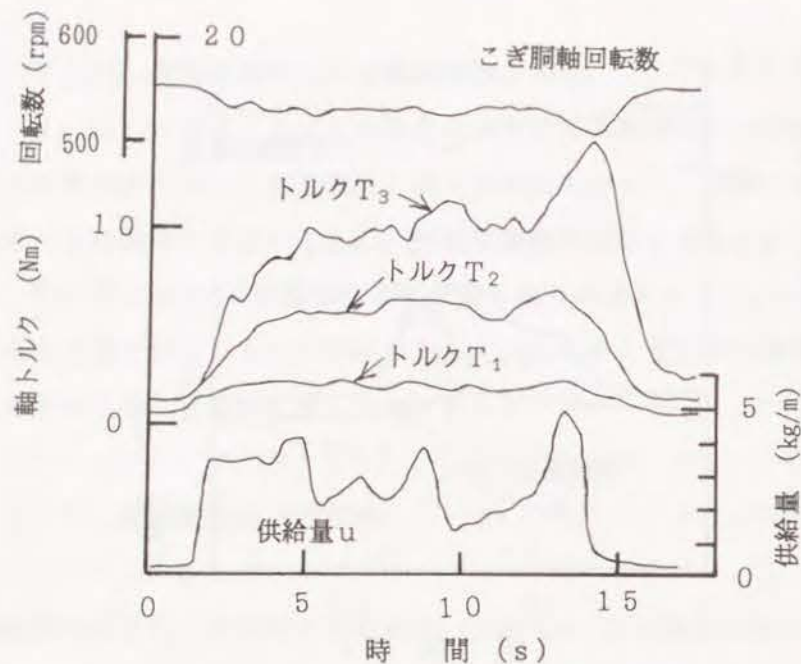


図9.5 脱穀時の日本晴，供給量 7.5 kg/3m 実測波形

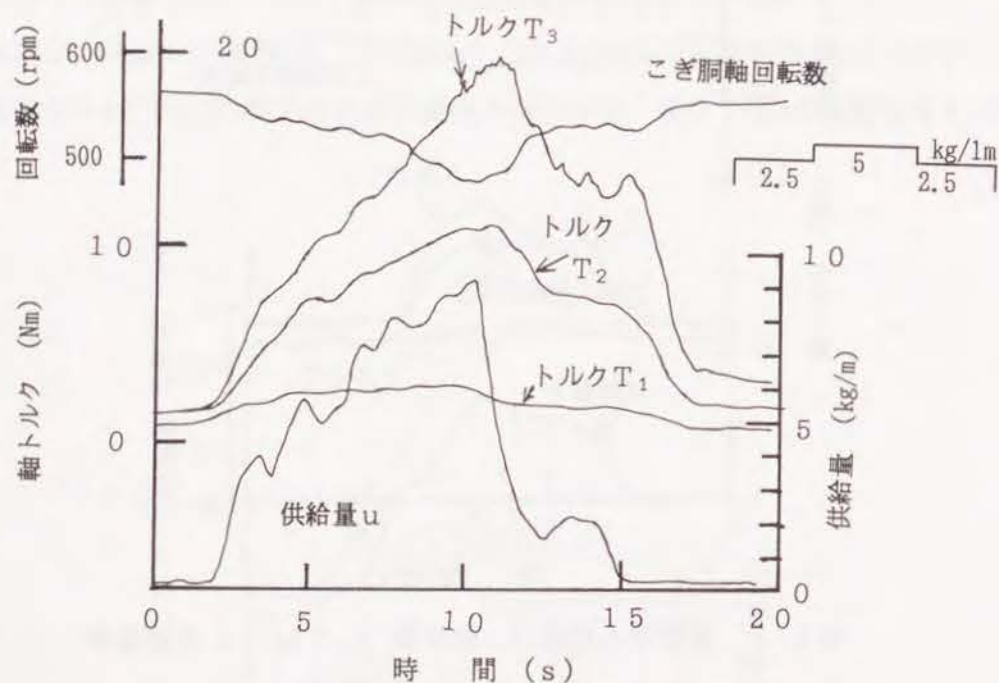


図9.6 脱穀時の日本晴，供給量 3m 凸型 実測波形

負荷計測実験は，付表 実験条件全組み合わせ表，の全てについて行い，図9.2，～図9.6と同様のグラフを作成した^{49, 64)}。

9.2 負荷軸トルク成分のトルク係数の同定

9.2.1 同定法

こぎ室内に稲が完全に供給されたとみなされる状態を，定常状態としてシステム同定を行った。実験結果からわかるように，供給量の変動は避けられないし，また，条件を変えた実験を多数実施するため，1条件について1回しか実験を行っていない。したがって，同一実験条件での平均値を推定することはできない。このため，各脱穀条件ごとにこぎ胴軸角速度を横軸として回帰分析を行い誤差を相殺した。

自脱の脱粒過程はMarkov過程であるため，区間jでの穀粒の残存量は，区間0に供給された穀粒量に，区間j-1までの瞬間残存率 p_j を順次乗じることにより得られる。定常状態においては，供給量（入力）uが一定であるのとみなせるので，区間jでの穀粒の残存量は次式で表せる。

$$\begin{aligned} x_1(k+1) &= u \\ x_7(k+1) &= p_1 x_1(k) = p_1 u \\ x_8(k+1) &= p_2 x_7(k) = p_2 p_1 u \\ x_9(k+1) &= p_3 x_8(k) = p_3 p_2 p_1 u \\ x_{10}(k+1) &= p_4 x_9(k) = p_4 p_3 p_2 p_1 u \end{aligned} \quad (9.5)$$

さらに，定常状態においては，こぎ胴軸角速度 ω_t が一定であるのとみなせるので，第8章の状態方程式の中間変数の式(8.32)，(8.33)，(8.34)，(8.35)は，次のように書き直せる。

$$z_1 = 7k_1 u \quad (9.6)$$

$$z_2 = k_2 \frac{n_0 d}{s_f} \frac{5}{j=1} (\sum N_{tj}) u \omega_t \quad (9.7)$$

$$z_3 = k_3 \left(\sum_{j=1}^5 \lambda_j P_j \right) u \omega_t \quad (9.8)$$

$$P_j = \prod_{i=1}^j p_{i-1}, \quad p_0 = 1, \quad (j=1, 2, \dots, 5) \quad (9.9)$$

$$z_4 = k_4 \left(\sum_{j=1}^5 N_{tj} \right) u \omega_t \quad (9.10)$$

ここで、供給量 u と角速度 ω_t 以外は、全て定数であるのでまとめて定常状態とみなした実測トルク T_1 に対応させると、式(9.6)~(9.10)は次のように書き直せる。

$$T_1 = z_1 + b_1 = a_1 u + b_1 \quad (9.11)$$

$$T_2 = z_2 + T_1 = a_2 u \omega_t + b_2 \quad (9.12)$$

$$T_3 - T_2 = z_3 = k_3 \lambda_p u \omega_t \quad (9.13)$$

$$T_4 = z_4 + T_2 = (a_2 + a_4) u \omega_t + b_2 \quad (9.14)$$

式(9.14), (9.12)から a_4 が求められる。

$$T_4 - T_2 = z_4 = a_4 u \omega_t \quad (9.15)$$

9. 2. 2 フィードチェーン軸トルク係数の同定

品種、供給量別のトルク T_1 の結果を図9.7に示す。ばらつきはあるが、トルク T_1 の全体への影響は少ないので線形近似して下記の係数を得た。

$$a_1 = 0.34 \quad \text{Nm}^2/\text{kg}$$

$$b_1 = 0.5 \quad \text{Nm}$$

$$k_1 = 0.0486 \quad \text{Nm}^2/\text{kg}$$

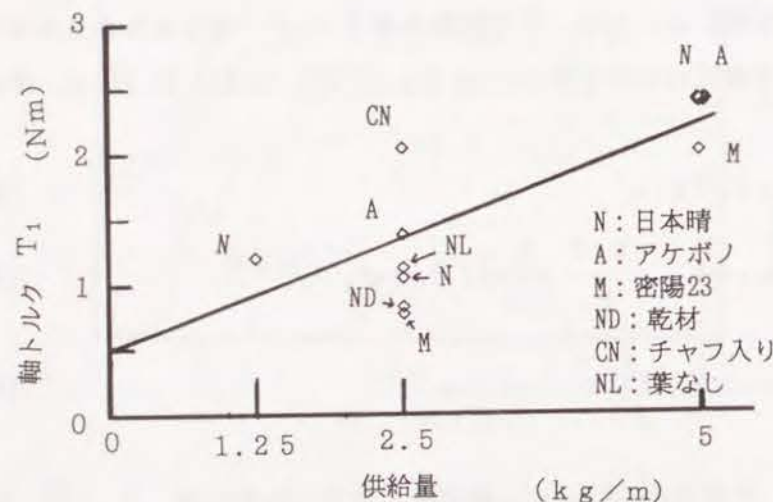


図9.7 脱穀条件別フィードチェーン軸トルク

9. 2. 3 こぎ歯と茎の衝突および過度のチャフによるこぎ胴軸トルク係数の同定

日本晴2.5kg/1mの回転数別の空こぎトルク T_2 のばらつき具合を図9.8に示す。品種や脱穀条件の異なるものについても図9.8と同様のデータから、回帰分析により a_2 と b_2 を求めた。ここで、 b_2 は T_1 と等しくなければならないので、実測トルク T_1 を用いて a_2 を修正した。この a_2 から、表9.1に示す日本晴、アケボノおよび密陽23の3品種の区間jの供給量 $u=2.5\text{kg/m}$ 当たりの茎の本数 n_0 と茎径 d 、および表9.2の区間jのこぎ歯の本数 N_t を用いて、係数 k_2 を算出した。結果を表9.3に示す。

係数 k_4 については、「チャフ入り」の空こぎトルクはトルク T_4 であるので、トルク $(T_4 - T_2)$ からパラメータ a_4 を求めた。

表9.3の結果から、こぎ歯と茎の衝突によるトルク係数 k_2 は、日本晴生材については、供給量に関係なく一定の値をとり、また、アケボノ、密陽23についても a_2 の値は日本晴と異なるが、茎の本数 n_0 と茎径 d を考慮して算出したトルク係数 k_2 は等しくなり、式(8.16)および本理論の正しさが実証できた。

茎径 d はトルク T_2 を計算するための等価茎径である。「葉なし」や「乾材」のように条件が極端に異なる場合は、実測した a_2 と基準となる係数 k_2 から茎径 d を逆

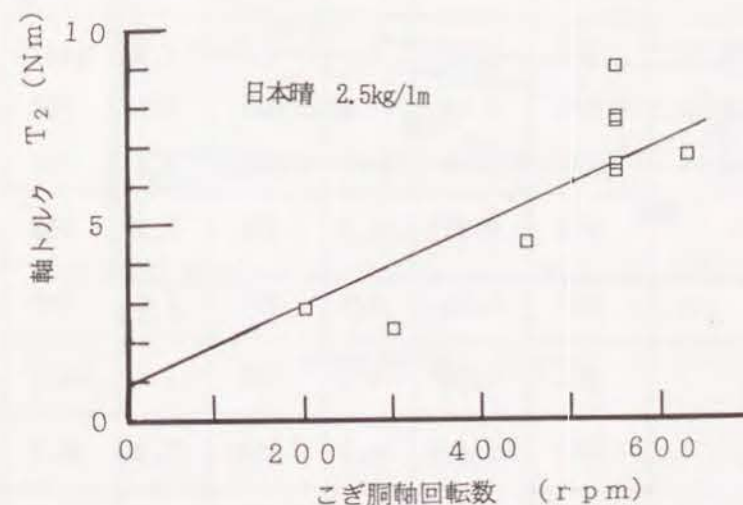


図9.8 2.5kg/1m時の空こぎトルク

算する。逆に、茎径 d を等しくしておいて係数 k_2 の値を比較すれば、脱穀条件の相違による負荷の変化が定量的に把握できる。

表 9.1 基本数 N_j と茎径

項目	茎数 N_j [本]	茎径 d [mm]	$n_0 d$ s_r
品 種			
日本晴	20	2	0.5796
アケボノ	23	2	0.6668
密陽23	14	2.5	0.5072

表 9.2 供試自脱のこぎ歯の本数

区間 j	1	2	3	4	5	ΣN_{tj}
N_{tj} 本	6	9	9	12	21	57

フィード・チェーン速度 $s_r = 27.6 \text{ mm/rev}$

表 9.3 係数 k_2 と k_4 の同定結果

実験条件		実測値から算出		参考 実測 T_2 [Nm]	b ₂ 修正後		係数 k_2 $\times 10^{-5}$	係数 k_4 $\times 10^{-5}$
		a_2 $\times 10^{-4}$	b_2 [Nm]		a_2 $\times 10^{-4}$	b_2 [Nm]		
日 本 晴	1.25 kg/1m	329	1.06	3.5	337	1.0	102	
	2.5 kg/1m	325	1.18	7.4	337	1.0	102	
	5 kg/1m	306	3.42	12.1	338	2.5	102	
アケボノ		488	0.371	11.0	410	1.5	108	
密陽23		303	1.05	6.5	307	1.0	106	
「乾材」		115	1.22	2.5	130	1.0	39.5	
「葉なし」		274	-0.655	4.5	159	1.0	48.0	
「チャフ入り」		284	4.04	7.2	425	2.0	129	26.6

9.2.4 脱粒のためのこぎ軸トルク係数の同定

脱粒分布実験から求めた形のパラメータ m 、尺度のパラメータ η から式 (8.17), (8.18), (9.8), (9.9) を用いて式 (9.13) の λ_p の値を求めた。

トルク z_3 については $(T_3 - T_2)$ から求めた。これらの値にもばらつきがあるため、 λ_p 、トルク z_3 とともに回帰分析により直線近似してばらつきを相殺し、係数 k_3 を算出した。結果を表 9.4 に示す。係数 k_3 のばらつきの度合いを図 9.9 に示す。脱粒に要するトルク z_3 は、こぎ歯と茎の衝突によるトルク z_2 と異なり、 k_3 の値は、こぎ軸回転数の全範囲において一定値にはならなかった。これは、脱粒時には衝突だけでなく速度に比例しない脱粒抵抗が、こぎ歯に引張力として作用するためと考えられる。しかし、300～600 rpm の範囲では定数とみなすことができ、実用的には定数として扱って十分である。

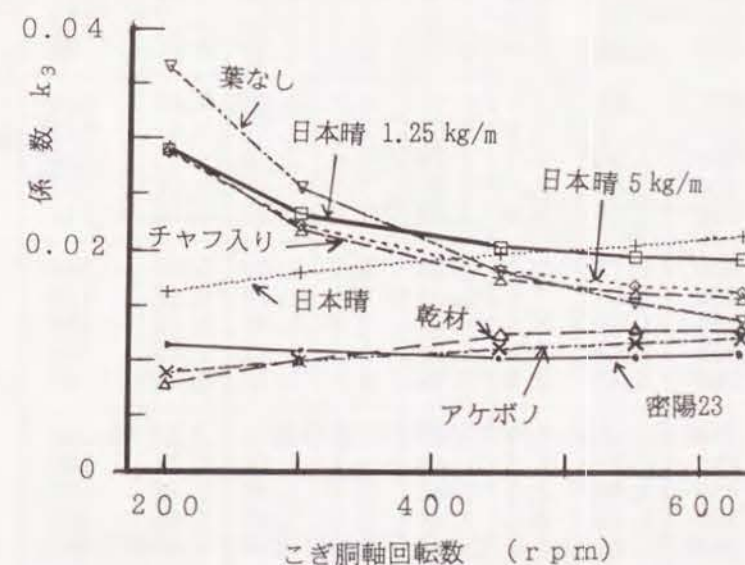


図 9.9 品種別・脱穀条件別の係数 k_3 の値

表9.4 係数 k_3 の同定結果

実験条件	回転数 ω_m [rpm]	実測値から算出			実測 z_3 [Nm]	修正後		係数 k_3 $\times 10^{-4}$
		m	η	λ_p		λ_p	z_3 [Nm]	
日本晴 1.25 kg/1m	630	1.75	3.1	1.49	2.4	1.44	2.33	196
	550	1.73	3.2	1.56	2.1	1.52	2.16	197
	450	1.82	3.2	1.55	1.9	1.62	1.96	205
	300	2.10	3.4	1.58	1.7	1.77	1.63	234
	200	2.39	3.9	2.03	1.4	1.87	1.42	290
日本晴 2.5 kg/1m	630	1.77	3.0	1.41	5.6	1.43	5.10	216
	550	1.90	3.2	1.53	3.7	1.47	4.41	208
	450	1.72	3.1	1.50	3.5	1.52	3.55	198
	300	1.98	3.2	1.52	2.7	1.59	2.25	180
	200	2.15	3.5	1.68	1.2	1.63	1.39	162
日本晴 5kg/1m	630	2.18	3.3	1.57	8.8	1.60	8.80	166
	550	2.24	3.5	1.72	8.6	1.66	8.25	172
	450	2.31	3.5	1.71	7.1	1.74	7.55	184
	300	2.30	3.7	1.83	6.4	1.85	6.50	223
	200	2.50	3.8	1.95	6.0	1.93	5.80	287
アケボ ノ	630	1.50	2.6	1.21	3.6	1.22	2.53	125
	550	1.54	2.7	1.27	1.6	1.26	2.19	120
	450	1.57	2.8	1.33	0.88	1.32	1.76	113
	300	1.87	3.0	1.39	1.3	1.39	1.11	101
	200	2.03	3.0	1.44	1.1	1.44	0.68	90
密陽23	630	1.62	2.7	1.57	3.0	1.50	2.83	114
	550	1.51	2.6	1.53	2.4	1.57	2.52	111
	450	1.60	2.7	1.58	2.9	1.66	2.12	108
	300	1.93	2.9	1.84	1.5	1.80	1.52	107
	200	2.06	3.9	1.93	1.2	1.90	1.12	112
乾材	630	1.72	2.8	1.29	2.7	1.30	3.09	144
	550	1.87	3.0	1.39	2.5	1.38	2.66	133
	450	1.96	3.2	1.52	3.4	1.47	2.13	123
	300	2.08	3.2	1.50	1.1	1.62	1.33	104
	200	2.42	3.6	1.79	0.6	1.72	0.79	87
葉なし	630	1.64	2.9	1.39	3.1	1.43	3.32	140
	550	1.61	3.0	1.48	3.4	1.44	3.24	156
	450	1.64	3.0	1.48	3.5	1.45	3.13	183
	300	1.69	3.0	1.46	2.5	1.47	2.96	256
	200	1.81	3.1	1.48	2.9	1.49	2.85	365
チャフ 入り	630	2.08	3.4	1.66	4.1	1.58	4.21	161
	550	2.25	3.5	1.71	3.6	1.72	4.09	165
	450	2.28	3.6	1.79	5.1	1.89	3.94	176
	300	2.86	4.0	2.11	4.2	2.15	3.71	219
	200	3.20	4.3	2.39	3.1	2.32	3.56	293

9.3 シミュレーションによる確認

自脱のダイナミクスを表す状態方程式は、供給量 $u(k)$ とこぎ胴軸角速度 $\omega_t(k)$ の双線形形式の非線形高階連立差分方程式となるため、提唱した理論および同定した係数の精度をシミュレーションにより確認した。

シミュレーションの代表例として、図9.2に示した日本晴の供給量2.5 kg/1m、こぎ胴回転数550 rpmの条件について計算を行う。

(1) 供給量の変動がないとみなした場合

はじめに、供給量 $u(k)$ の変動はないと考え、2.5 kg/1mが均一に矩形波として供給されるとして計算した。計算結果を図9.10に示す。この結果は、実測波形とはまったく異なったものとなった。

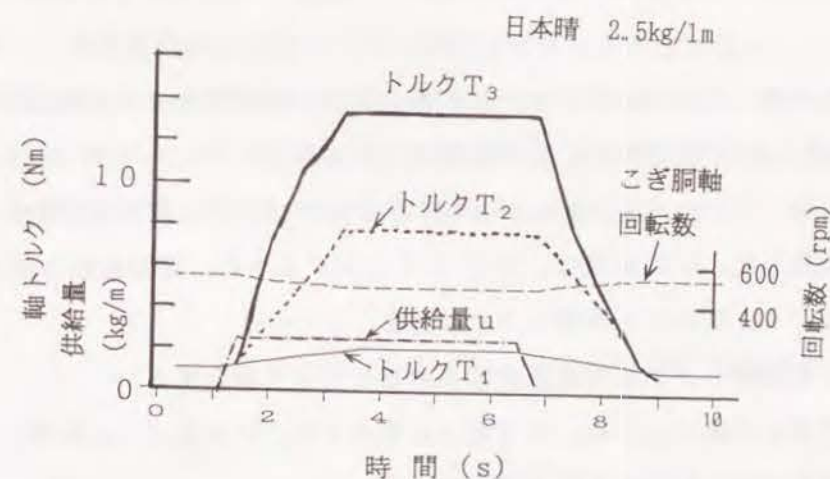


図9.10 供給量の変動がないとみなした場合

(2) こぎ胴軸トルクが雑音により乱されると仮定した場合

次に、白色雑音に近い外乱が入るためにこぎ胴軸トルクが変動すると仮定して、入力矩形波のままで、こぎ歯と茎の衝突によるトルク z_2 および脱粒のためのトルク z_3 に乱数による外乱を加えてみた。結果の1例を図9.11に示す。これも実測値とは一致しなかった。

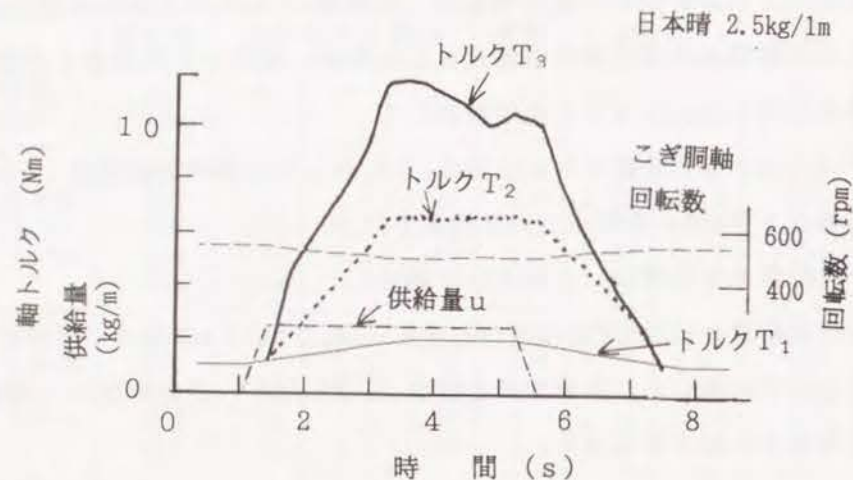


図 9.1.1 こぎ胴軸トルクが雑音により乱されると仮定した場合

(3) 供給量 u をフィードチェーンの変位にあわせて変化させた場合

図 9.2 ~ 図 9.6 の波形から、こぎ胴軸トルクの変動とフィードチェーンの変位が似ているため、フィードチェーンの変位にあわせて供給量 u 変化させたシミュレーションを実施した。この結果は、図 9.1.2 に示すように、実測波形と良く一致した。このことから、次のことが明らかとなった。

- 1) こぎ胴軸トルクは供給量変動の影響を受けて変化する。
- 2) 今回の実験のように、刈り取った稲のを均一になるように配慮して並べた場合でも供給量の変動は避けられない。
- 3) 供給量変動は避けられないが、フィードチェーンの変位により測定可能である。
- 4) チャフがこぎ室内に詰まったような場合を除き、通常の脱穀においては、こぎ胴軸トルクに変動をおよぼすものは供給量変動で、乱数で模擬するような白色雑音による外乱は生じない。

以上、供給量変動を考慮したシミュレーション結果は、実測値と良く一致し自脱のダイナミクスの理論および同定した係数の精度はこぎ胴軸トルクの予測および推定に有効であることが実証できた。

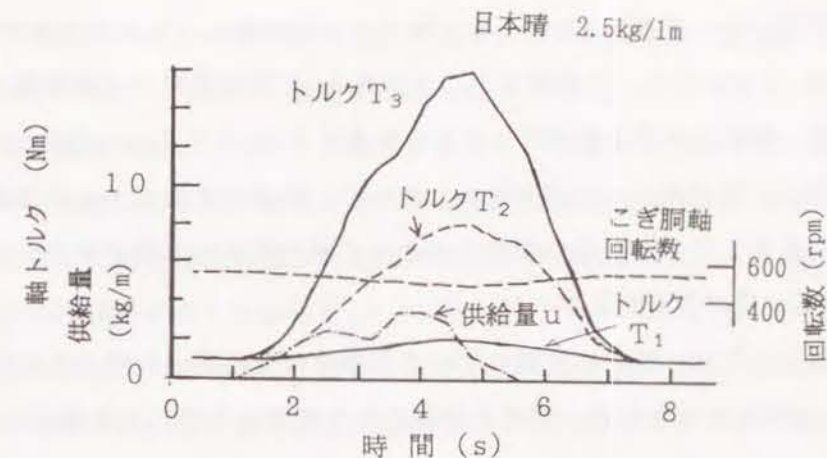


図 9.1.2 供給量 u をフィードチェーンの変位にあわせて変化させた場合

(4) 供給量変動を考慮した上に雑音で乱されとした場合

この場合はピーク時の波形がとがった形になり、実測波形に対する近似度が図 9.1.2 より落ちる。このことから、通常の脱穀の場合負荷は供給量の変動により変化し、白色雑音のようなもので汚染されることは考慮しなくて良いことが明らかとなった。

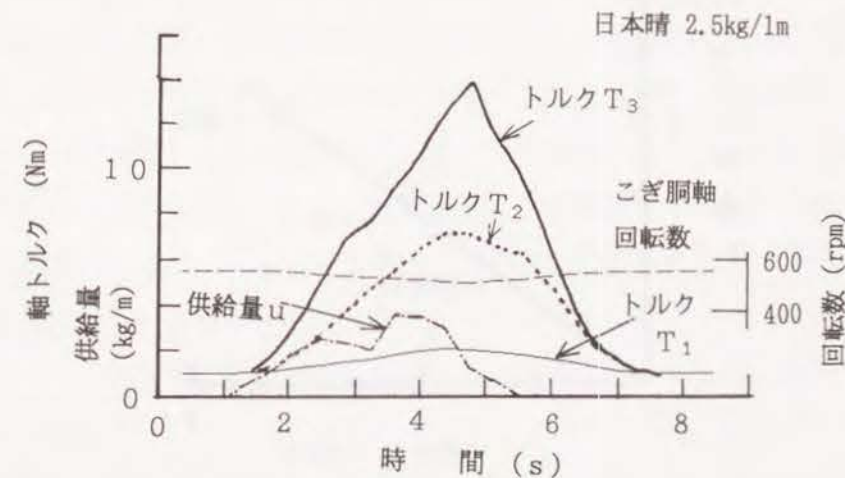


図 9.1.3 供給量変動を考慮した上に雑音で乱されとした場合

9. 4 脱粒のためのこぎ胴軸トルク係数と脱粒力との関係

脱粒のためのトルク係数 k_3 と第4章で述べた引張試験による生材の平均脱粒力との関係を図9.14に示す。3品種のトルク係数 k_3 と平均脱粒力は線形関係を有する。この結果、脱粒力は第4章で行ったような速度0.0667mm/s(4mm/min.)の低速の簡単な引張試験にて代表できる。さらに、脱粒のためのトルク係数 k_3 は、脱粒しにくさを表しており、値は脱粒力によって決定することがわかり、トルク係数 k_3 の物理的意味が明らかとなった。

実用的価値としては、所定の自脱について基準となる品種の脱粒のためトルク係数 k_3 と脱粒力が既知であれば、簡単な引張試験を実施して脱粒力を求めれば、脱粒のためのトルク z_3 が予測が可能となった。図9.14に示すように、また、表9.3からもわかるように、フィードチェーン軸トルクおよびこぎ歯と茎の衝突によるトルク(空こぎトルク)は品種による差がほとんどなく、トルク係数 k_1 およびトルク係数 k_2 は、予め測定しておけば品種が変わってもそのまま使用できる。このことは、自脱コンバインの性能比較、あるいは、新しい品種が育成された場合、実機試験の前に所要動力の予測を可能とするものである。

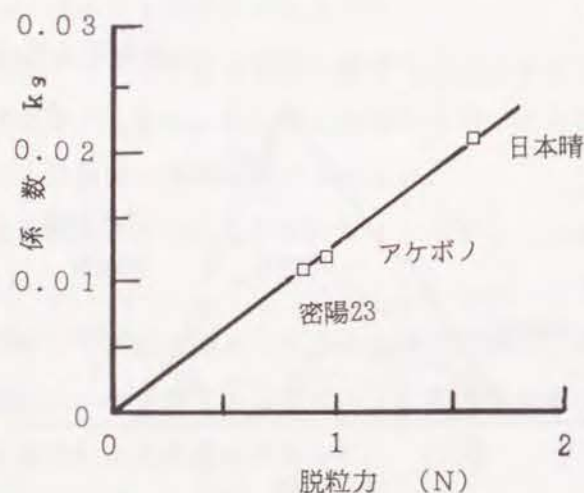


図9.14 脱粒のためのこぎ胴軸トルク係数と脱粒力との関係

9. 5 まとめ

自脱は履歴現象をともなう動的システムであるため全体を7区間に分割して、離散時間システムとして状態方程式に記述した。

単に負荷変動をシミュレートしただけでなく、負荷の要因として、供給量とこぎ歯の速度の変動に加えて、品種により異なる脱粒性の難易やこぎ歯の本数、供給した茎の本数など稲の物理特性と自脱側の要因を状態方程式のなかに陽に組み込み、負荷変動との関係を明らかにした。

実験結果からシステム同定を行い、同定した係数を用いてシミュレーションを行った。供給量の変動を考慮すると、実測波形とシミュレーション結果は良く一致し、本自脱のダイナミクスの理論および同定結果の正しさを実証した。品種、脱穀条件および供給条件の変動に対する評価がトルク係数を用いて行えば適格に行えることを明らかにした。

こぎ胴軸トルク成分の1つである脱粒に要するトルクの係数と引張試験による脱粒力は線形関係を有し、所定の自脱について基準となる品種の係数と脱粒力が既知であれば、引張試験を実施すれば、実機実験前に消費動力やトルクの予測が可能となった。

本研究は、”自動脱穀機の稲の脱粒機構”を解析したものである。脱粒機構の解明のため、稲の振動特性、こぎ室内での稲の運動、こぎ歯と穀粒の衝突時の姿勢、穀粒の受ける力積と脱粒の関係、脱粒確率過程および負荷変動のダイナミクスの理論を明らかにした。次に、脱粒性や剛性が異なる日本晴、アケボノおよび密陽23の茎、穂軸および枝梗の曲げ剛性と質量、脱粒力（穀粒を小枝梗から分離するのに必要な引張力）、枝梗の等価ばね定数の解析に必要な稲の物理特性を実測し、2種類の模型実験機による実験と自脱を用いての脱粒分布および負荷計測実験を行った。これにより、提起した理論の実証を行い、理論と実験の両面から明らかにした。要約すると以下の通りである。

1) 稲の振動解析にあたっては、曲げ剛性が長さに比例して変化する平等強さのはりと考えて、剛性が異なる日本晴、アケボノおよび密陽23の茎、穂軸および枝梗の曲げ剛性と質量を測定し、影響係数法にてモーダル解析を行った。この結果、3品種ともこぎ歯の速度に比べて固有振動数は低く、脱粒の進んでいない入り口付近ではこぎ歯が茎、穂軸および枝梗に変位を与えても、こぎ歯の通過時間内に穀粒はこぎ軸方向に移動できず、穂軸と枝梗はこぎ歯の移動に対して、こぎ歯と接触した状態でこぎ軸方向に動くことを明らかにした。ついで、こぎ歯と穀粒の幾何的条件から、こぎ室内での稲の運動解析が行えること、また、脱粒過程の解析においてこぎ歯と茎の衝突確率を考える場合、振動特性を考慮する必要がなく、2項分布により考察できることを明らかにした。

2) こぎ歯と穀粒の幾何的条件から、整そ歯のようにこぎ歯が傾斜角 ϕ を持つ場合と補強歯のような傾斜角 ϕ を持たない場合について、稲のこぎ軸方向の運動を解析し、この時生じる摩擦力によるこぎ軸法線方向の運動を解析した。

下こぎ式自脱の場合、こぎ歯は穂を持ち上げる方向に作用し衝突の機会を増す必要があるが、浅こぎの場合この力が逆向きに作用し穂はこぎ歯から離れる方向に移動する。このため、脱粒機会が減少し未脱粒が増加することになる。また、衝突確率には茎の剛性やこぎ歯の傾き角 γ も影響することを明らかにした。また、稲の運動とこぎ歯の傾斜角 ϕ や γ および速度等の自脱側の設計要因

との関連を明らかにした。

3) こぎ歯と穀粒の衝突時の姿勢には、2種類あることを明らかにした。図4.1(a)のように、衝突時の穀粒の質量中心がこぎ歯と穀粒の接触位置と枝梗の中間にあり、衝突後の穀粒が、横に移動してこぎ歯の通過を避けられる場合は、穀粒がこぎ歯から受けた力積は枝梗の引張力に変換され、引張力が脱粒力を上回れば脱粒する。一方、穀粒は偏平楕円体であるため、図4.1(b)のようにこぎ歯と穀粒の接触点、穀粒の質量中心と枝梗の中間にある場合は、こぎ歯の力の方向は穀粒をこぎ歯に押しつける方向に働き、横に移動することができない。この場合は、小枝梗は曲げを受けた状態でこぎ歯から衝撃力を受け、破断部には、曲げ、引張りおよびせん断の各応力が作用し、こぎ歯の速度が図4.1(a)の場合より遅くても脱粒する。

衝突姿勢に影響を与えるものは、葉の存在の有無とチャフの量の多少である。葉やチャフがこぎ歯と穀粒の中間に存在して、こぎ歯が穀粒と直接接触できない場合は、図4.1(b)の状態は発生しにくくなる。こぎ歯の線径が細いほど、接触点は穀粒の質量中心と枝梗の中間に位置しやすくなり、この状態が発生しやすくなる。自脱においては、図4.1(a)、(b)の両方の衝突の仕方による脱粒が併存して生じていると考えられる。

4) 穀粒は偏平楕円体であるが、実用上にこぎ歯と穀粒の衝突は2球の衝突とみなすことができる。衝突時には運動量保存の法則と反発の法則が成立する。穀粒の質量に比べてこぎ軸の慣性能率は大きく、こぎ歯の速度は衝突の前後で変わらないため、穀粒の衝突後の速度および角度を求めることができる。

穀粒の速度 v_0 は次式により、引張力 y に換算される。

$$y = v_0 \sqrt{mk}$$

ここで、 m は穀粒の質量、 k は枝梗の等価ばね定数。穀粒の衝突後の速度は質量に関係しないので、不稔穀のように質量の小さな穀粒はこぎ歯から受ける力積が小さく脱粒しにくいこと、重い穀粒は脱粒されやすく早い段階で脱粒されることを示し、実験結果においても確認した。

5) 所定のこぎ歯の速度に対する脱粒確率は、脱粒力 F_d 、穀粒の質量 m および枝梗の等価ばね定数 k が、それぞれ独立にGauss分布するとき3変数の標準偏差

のばらつきから求められる“シグマ確率”にて表せる。シグマ確率は、衝突率から脱粒率を算出するときの重み関数として使用する。また、これにより品種ごとの脱粒性の難易が評価できることを明らかにした。

6) 脱粒過程はMarkov過程であることを示した。脱粒過程の解析に、信頼性工学にて用いられる故障率の考え方を適用して脱粒率を算出した。信頼性工学の故障率は故障の発生率を単に記述するだけであるが、本研究では、2項分布で表した衝突率に、こぎ歯の形状による重み関数およびこぎ歯の速度と脱粒性の難易により決まる重み関数(“シグマ確率”)を乗じることで脱粒率を算出した。これによる脱粒率と実測結果から算出した脱粒率は良く一致し、脱粒率の理論的根拠が明らかになるとともに、シグマ確率が脱粒分布を予測する評価指数であることを裏づけた。脱粒分布にはWeibull分布が適用でき、Weibull分布の形のパラメータ m と尺度のパラメータ η にて評価できることを示した。これにより、脱粒分布の表現が容易になった。

7) 自脱は、フィードバック作用、履歴現象をとまなう動的システムであるため、解析した脱粒機構、脱粒の確率過程の解析を基に所要動力面での自脱のダイナミクスを離散時間系の状態方程式に記述した。自脱の負荷を、こぎ歯と茎の衝突によるトルク、脱粒(脱穀)のためのトルクなど4つの成分に分けて解析精度を向上させるとともに、離散時間システムとして記述することにより、脱粒率をWeibull分布で表現することを可能とし供給量の変動に対する適応性を向上させた。また、単に負荷変動を現象として記述しただけでなく、稲の物理特性とこぎ歯の本数、形状および速度といった自脱側の要因を、状態方程式に陽に組み込み負荷の根拠を明確にした。

8) 2種類の模型実験機による実験、自脱を用いての脱粒分布および負荷計測実験を行ない、理論の実証を行った。

脱穀模型実験機では、ストロボ写真撮影による稲の動きの観察と、こぎ歯の歪の計測による脱穀エネルギーの実測値と計算値の比較により、こぎ歯が作用したときの穂先供給式の稲の脱穀理論を実証した。また、葉を除去した1本の稲という限定した条件下であるが、理論に基づいて設定した条件下で自脱と同性能の脱粒の可否、および穂切れの発生の制御は、衝突時のこぎ歯と穂の姿勢を変更することにより可能であること、歪ゲージを用いた場合は、穂切れの発生

の有無のセンシングは可能であることを明らかにした。

9) 脱穀条件、供給条件別の脱粒分布実験において、脱粒率を実験結果から直接算出する方法、2項分布によるこぎ歯と茎の衝突率から算出する方法および脱粒分布にWeibull分布をあてはめて算出する方法の3つの解析法を用いて、こぎ歯の形状、速度、品種による脱粒性の難易および供給量が脱粒分布に及ぼす影響を解析し、脱穀理論を実証した。

10) 負荷計測実験結果からシステム同定を行い、同定した係数を用いてシミュレーションを行った。供給量の変動を考慮すると、実測波形とシミュレーション結果は良く一致し、本自脱のダイナミクスの理論および同定結果の正しさを実証した。こぎ軸トルク成分の1つである脱粒に要するトルクの係数と引張試験による脱粒力は線形関係を有し、所定の自脱について基準となる品種の係数と脱粒力が既知であれば、引張試験を実施すれば、実機実験前に消費動力やトルクの予測が可能となった。

研究開始前は、脱粒過程は複雑で再現性の乏しい現象で、力学的記述は難しいのではと予想したが、自動脱穀機は長年の経験の積み重ねによる改良で、一つ一つの構造が理にかなっており、ロバスト性が高く、少々の条件の変化に対して安定して作業が可能であった。本研究で明らかにしたように、現象の平均値としての再現性は高く、1つ1つの現象については、丹念に力の作用、反作用を考えて行けば現象の記述は可能で、結果の予測が可能であることがわかった。

本研究を行うにあたり、稲の物理特性の計測解析に多くの時間を費やした。また、現象に寄与する要因、無視してよい要因を発見するためには、条件を変えた多数の実験が必要であったが、脱穀現象と稲の物理特性の関係および現象に寄与する要因と切り捨ててよい要因を明らかにした。新型脱穀機の考案の際、比較的少ない要因で脱穀現象の予測が可能になったと考えられる。

付 表 脱粒分布および所要動力計測実験全条件

- 1) 上段の数値は、Weibull分布の形のパラメータmの値。
- 2) 下段の()内の値は、茎の本数。
- 3) 品種の記載のないものは、「日本晴」。
- 4) 生・乾材の記載のないものは、「生材」。
- 5) (―)は、所要動力計測のみで、脱粒分布または茎の本数の計測を行っていない場合の表示。
- 6) 記載のない条件は実験を行っていない。

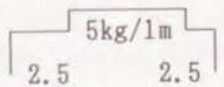
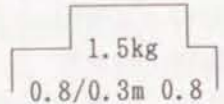
1989年実施実験

脱穀条件	供給量	線密度 kg/m	こぎ胴回転数 (rpm)				
			630	550	450	300	200
日本晴 生材	2.5kg/1m	2.5	1.77 (216)	1.90 (212)	1.72 (228)	1.95 (238)	2.14 (223)
				1.78 (―)		(―) (296)	
				2.06 (―)			
				1.94 (286)			
				1.89 (282)			
密陽23	2.5kg/1m	2.5	1.57 (154)	1.44 (158)	1.50 (153)	1.96 (167)	2.03 (151)
アケボノは 88年に実施				1.42 (132)			
葉なし	2.5kg/1m	2.5	1.64 (235)	1.61 (232)	1.64 (212)	1.69 (210)	1.81 (183)
チャフ入り			2.08 (342)	2.25 (309)	2.28 (241)	2.86 (327)	3.20 (―)
乾材			1.72 (―)	1.87 (―)	1.96 (―)	2.08 (―)	2.42 (―)

1989年実施実験(その2)

塗装日本晴	2.5kg/1m	2.5	1.66 (234)	1.80 (235)	1.81 (253)	2.10 (227)	2.23 (206)
塗装葉なし			1.74 (272)	1.71 (293)	1.77 (295)	2.15 (247)	2.43 (183)
塗装浅こぎ			1.65 (309)	1.75 (306)	1.85 (303)	2.32 (301)	2.61 (―)
塗装深こぎ			1.64	1.96 (304)			
塗装密陽23				1.49 (142)			
日本晴	5kg/1m	5	2.18 (601)	2.24 (573)	2.31 (527)	2.30 (578)	2.50 (―)
密陽23 葉なし				1.47 (153)			
日本晴 浅こぎ	1.25kg /1m	1.25	1.75 (153)	1.73 (157)	1.82 (159)	2.02 (160)	2.39 (156)
日本晴 密陽23	7.5kg/3m	2.5	2.18 (―)	2.18 (859)	2.19 (―)	2.31 (―)	2.58 (973)
日本晴	15kg/3m	5		2.43 (―)			
	4.5kg/3m	1.25		1.91 (―)			
日本晴	0.8kg /0.32m	2.5	1.53 (―)	1.58 (102)	1.56 (92)	2.18 (102)	2.40 (―)
	1.5kg /0.3m	5	1.60 (107)	1.68 (163)	1.83	2.12 (199)	2.50 (189)
	0.4kg /0.32m	1.25		1.34 (51)			
	3kg/0.3m	10		2.05 (―)			

1989年実施実験（その3）

凸型		2.16 (309), (643), (311)	2.41 (308), (621), (311)	
凸型		2.08 83,177 93	2.10 2.20 94,173 92	2.23 91,196 90
フイート*チェーン 止め	(-)	2.5	2.06 (-)	2.00 (-)

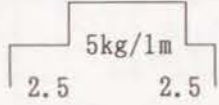
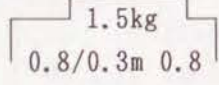
1988年実施実験

脱穀条件	供給量	線密度 kg/m	こぎ胴回転数 (rpm)				
			630	550	450	300	200
日本晴	2.5kg/1m	2.5	(-) (259) (-) (289)	1.78 (250) 1.99 (230) 1.85 (267)	(-) (263) (-) (263)	2.01 (280)	2.40 (280)
アケボノ 密陽23	2.5kg/1m	2.5	1.53 (263)	1.63 (278) 1.23 (250)	1.61 (260) 1.34 (198)	1.86 (289)	2.00 (249)
葉なし 葉なし アケボノ	2.5kg/1m	2.5		1.63 (307) 1.38 (229)			
乾材 乾材密陽23	2.5kg/1m	2.5		1.61 (260) 1.66 (261) 1.87 (261) 1.18 (250)	1.83 (215) 1.72 (-)		

1988年実施実験（その2）

深こぎ	2.5kg/1m	2.5	2.10 (307) 1.82 (259)		
深こぎ アケボノ	2.5kg/1m	2.5	1.64 (229)		
深こぎ 密陽23			1.32 (236)		
深こぎ 乾材			1.73 (213)		
浅こぎ	2.5kg/1m	2.5	1.71 (220) 1.56 (244) 1.69 (272)		
浅こぎ 乾材			2.16 (234)		
日本晴	5kg/1m	5	2.02 (520) 1.97 (493) 1.97 (480) 1.36 (457)	(-) (455) (-) (566)	
密陽23 アケボノ			1.87 (625)	1.89 (530)	
日本晴	0.8kg /0.32m	2.5	1.46 (79) 1.72 (92) 1.88 (74)		
乾材 アケボノ			(-) (66)		

1988年実施実験（その3）

日本晴	1.5kg /0.3m	5		1.69 (150) 1.72 (172) (-) (147)			
アケボノ							
日本晴	3kg/0.3m	10		2.19 (319) (-) (342) (-)			
アケボノ							
凸型				2.07 (254, 497, 239) 2.19 (267, 549, 262) 2.30 (279, 543, 267) 1.89 (197, 454, 167) 1.95 (246, 547, 266) 1.44 (229, 447, 252)	2.18 (242, 539, 261) 2.22 (266, 558, 259)		
凸型 乾材 凸型 アケボノ 凸型 密陽23							
凸型				1.93 (305) 2.10 (372) 1.61 (306) 1.77 (77), (221), (77)			
凸型 アケボノ 凸型 乾材							

1988年実施実験（その4）

日本晴	束こぎ 0.8kg	2.5		(-) (79) (-) (92)			
日本晴	束こぎ 1.5kg	5		(-) (168) (-) (174)			
日本晴	束こぎ 3kg	10		(-) (316) (-) (378)			

- (1) 束こぎについては、脱粒分布は測定しなかったが、こぎ胴軸トルクの変化については、0.3mの実験結果とまったく同じ変化を示した。
- (2) 1988年は実験開始の年であり、脱穀条件を増加させてその反応を観察した。その結果、こぎ胴回転数すなわちこぎ歯の速度の影響を系統的に変化させて観察することが、重要であることがわかった。また、こぎ胴軸トルクを変化を計測するには、チャフの影響を観察するため、凸型に変化させることと併せて同じ線密度で長い実験（長さ3m）を行うことが必要であることがわかった。

以 上

本研究は、自動脱穀機における稲の脱粒機構について、理論と実験の両面から解明したものである。私事で恐縮であるが、私は通常の研究者と異なり10有余年民間会社の設計技師をしていた。しかも、ここ10年は農業機械から離れていた。このため、大学院修士課程時代に取り組んだテーマが、この年になりこのようなまとまった形で答が出せるとは考えていなかっただけに、一連の研究を終了して感無量の思いである。

本研究を進めるに当たり、京都大学並河清教授に終始ご指導を賜った。脱粒機構の解析のような研究は、理論面だけでなく現象を観察することにより、脱粒機構の洞察あるいは理論の補填を行うことが避けられない。このため、実機による脱粒分布実験および負荷計測実験は条件別に167区が必要となり、これには、1988年から1989年の2年間にわたり実験のみで延べ2000時間の人手を必要とした。”農業機械のような人手のかかる研究においては、実験の際は相互に助け合うべきである。そうでないと、研究そのものが成立しない。”との並河教授の信念のもと、自ら実験時の互助法を垂範して頂き、研究室の総力を動員することにより実験を終了することができた。

並河清先生のご厚恩に対して、ここに慎んで心から感謝の意を表します。

京都大学山崎稔教授および同池田善郎教授からは、論文をまとめるにあたり懇篤なご指導を賜った、ここに深謝の意を表します。

大学院時代の恩師、川村登京都大学名誉教授からは、本研究を開始するにあたり、“プリミティブな問題を解くことは重要である。”との励ましの言葉を頂いた。川村登先生には、修士課程時代の考えがこのような形でまとまりましたとご報告申し上げ、これまでのご指導に対して謝意を表します。

最後に、元本学教官浦元信氏、本学技官中江照治氏、本学教官村主勝彦氏、飯田訓久氏、元本学学生高島雅哉君、馬場理香君、中村太君、友光秀一君、玉置宏匡君、谷口耕之助君、原野 稔君はじめ1988、89年度に京都大学農学部農業工学科農用作業機械学研究室に在籍していたほぼ全員の方に、貴重な時間を割いて実験を手伝って頂いた、記して深く謝意を表します。

- 1) Arnold, R.E. : Experiments with Rasp Bar Threshing Drum I
J. agric. Engng Res. 9(2) 99-131 (1964)
- 2) Arnold, R.E., et al. : Experiments with Rasp Bar Threshing Drum II
J. agric. Engng Res. 9(3) 250-251 (1964)
- 3) Arnold, R.E., et al. : Experiments with Rasp Bar Threshing Drum III
J. agric. Engng Res. 9(4) 348-355 (1964)
- 4) Caspers, L. : Systematik der Dreschorgane,
Grundl. Landtechn. Bd. 19 Nr. 1 S9-17 (1969)
- 5) Caspers, L., et al. : Neue alternative Dreschsysteme mit besonderer
Beschreibung des Mehrtrommel-Abscheidesystems und seiner
Leistungscharakteristik
Grundl. Landtechn. Bd. 37 Nr. 4 S117-120 (1987)
- 6) 鄭昌柱, 南相一 : 自脱型콤바인의脱穀過程의 数学的模型開發에 관한研究
韓国農機誌、10巻 2号, 36-46, 1985
- 7) Eimer, M. : Stand der Regelungstechnik beim Maedrescher
Grundl. Landtechn. Bd. 16 Nr. 2 S50-55 (1966)
- 8) 江崎春雄, 他3名 : 上扱脱穀方式の性能向上に関する研究
農機誌、38巻 3号, 337-210, 1976
- 9) 江崎春雄, 他 : 自脱コンバインの高性能化に関する研究
農業機械化研究所研究所報告第9号, 47, (1972)
- 10) 江崎春雄, 他2名 : コンバインの負荷特性に関する研究 (第2報)
農機誌、32巻 4号, 284-288, (1970)
- 11) Fluffy, M.J., et al. : Speed Control of a Combine Harvester to Maintain
a Specific Level of Measured Threshing Grain Loss
J. agric. Engng. Res. 28, 537-543, (1983)
- 12) Горячкин, В.П. : В.П. Горячкин ТОМ 3
ТЕОРИЯ БАРАБАНА 134-154,
ИЗДАТЕЛЬСТВО КОЛОС МОСКВА 1968

- 13) 堀端治夫：特集わが国コンバインの技術現状と課題 I 総論（市場動向と技術総論），農機誌，49巻 3号 245-249，(1987)
- 14) Huynh, V.M. et al. : Threshing and Separating Process---A Mathematical Model, Trans. ASAE 25(1) 65-73 (1982)
- 15) Howard, P. : CASE IH AXIAL-FLOW COMBINES, Power Farming June (1988)
- 16) 広部達三：農用機具，作業機具編 227-241 西ヶ原刊行会 (1930)
- 17) 池田善郎，他3名：自脱コンバインの機能に関する研究（第2報）
農機誌，32巻 3号，198-202，(1970)
- 18) 市川友彦，他2名：スクリュ型大豆脱穀機の開発研究（第1報）
農機誌，46巻 1号，35-42，(1984)
- 19) 市川友彦，他2名：スクリュ型大豆脱穀機の開発研究（第2報）
農機誌，46巻 2号，189-195，(1984)
- 20) 市川友彦，他2名：スクリュ型大豆脱穀機の開発研究（第3報）
農機誌，46巻 3号，303-308，(1984)
- 21) 市川友彦，他2名：スクリュ型大豆脱穀機の開発研究（第4報）
農機誌，46巻 4号，451-457，(1984)
- 22) 市川友彦，杉山隆夫：わが国の普通型コンバインの現状
農機誌，49巻 3号，283-288，(1987)
- 23) 稲田重男 他3名：機構学 213-214 朝倉書店，(1961)
- 24) 加藤寛一郎：最適制御入門，東京大学出版会，18-23，(1987)
- 25) 川村恒夫，他2名：自脱コンバインの適応制御（第1報）
農機誌，38巻 2号，191-200，(1976)
- 26) 川村恒夫，他2名：自脱コンバインの適応制御（第2報）
農機誌，39巻 2号，157-162，(1977)
- 27) 川村恒夫，他1名：自脱コンバインの適応制御（第3報）
農機誌，46巻 2号，197-204，(1984)
- 28) 川村恒夫：自脱コンバイン脱穀部の省エネルギー，
エネルギー特別研究，生物資源にかかわるエネルギー利用の高効率化に関する研究，昭和61年度研究成果報告，41-48，(1980)

- 29) 川村 登，他3名：自脱コンバインの機能に関する研究（第1報）
農機誌，30巻 1号，19-23，(1968)
- 30) 川村 登：農業機械学は存在するか，農機誌，41巻4号，533-534，(1980)
- 31) 川村登，池田善郎，梅田幹雄，喜多穀：油圧駆動コンバインにおける供給量制御（第1報），農機誌，34巻，2号，151-156，(1972)
- 32) 川村登，梅田幹雄：油圧駆動コンバインにおける供給量制御（第2報）
農機誌，34巻，3号，236-241，(1972)
- 33) 川村 登，他2名：粳の脱粒性と米粒の引張・圧縮強さについて，
農機誌，30巻，2号，88-92，(1968)
- 34) 川村 登，並河 清，他1名：脱穀におけるエネルギー利用効率
農機関西支部報，44号，73-74，(1978)
- 35) 川村 登，堀尾尚志：立毛脱穀の基礎研究
農機誌，33巻，2号，154-162，(1971)
- 36) Kawamura, N., et al. : Automatic Feed Rate Control of Combine in Two Inputs System and its Adaptive Control, Mem. Col. Agri. Kyoto Univ. No.107 Oct. (1975), (Agri. Engr.No.5)
- 37) 小泉武紀，他1名：複胴によるけん垂脱穀法について
農機誌，33巻 4号，364-373，(1972)
- 38) 近藤次郎：積分方程式，培風館，(1963)
- 39) Kustermann, M. : Stossartige Belastung von Maiskoernern, Grndl.Landtechnik Bd.37 Nr.4, S.121-131 (1987)
- 40) Kutzbach, H.D. : Dresh- und Trennsysteme Neuer Maehdresher, Landtechnik, Bd.38, Nr.6, S.226-230, (1983)
- 41) Kromer, K-H. : Ein Beitrag ueber die Haeckselgutfoederung durch die Schneid-Wurs-Trommeln der Exaktfeldhaecksler Grndl.Landtechnik Bd.19, (1969) Nr.3, S.95-103
- 42) Lamp, B.J.Jr., et al. : Centrifugal Threshing of Small Grains Trans. ASAE 3(2) 24-28, (1960)
- 43) Lee, S.W., et al. : Threshing and Cutting Forces for Korean Rice Trans. ASAE 27(6) 1654-1657, (1984)

- 44) 李 昇揆, 川村 登: 軸流レッシャに関する研究 (第1報)
農機誌, 47巻, 4号, 475-483, (1986)
- 45) 李 昇揆, 川村 登: 軸流スレッシャに関する研究 (第2報)
農機誌, 48巻, 1号, 33-41, (1986)
- 46) 真鍋 肇: ワイブル確率紙の使い方, 日本規格協会, (1972)
- 47) 松田正一, 他3名: ORのための基礎数学, 丸善, (1964)
- 48) Mueller, Z.: An Investigation on Mechanical and Geometrical Properties
Influencing the Stability of Wheat-Stalk, Physical
Properties of Agricultural Material and Products,
Edit by R. Rezeniček, 199-204,
Hemisphere Publishing Corporation, New York, (1988)
- 49) 中村太, 玉置宏匡, 友光秀一: 自動脱穀機の脱粒機構解析に関する
実験について
京都大学農学部農業工学科農用作業機械学研究室 卒業論文, (1990)
- 50) 農業機械学会編: 新版 農業機械ハンドブック, pp582, コロナ社, (1984)
- 51) パステル, E.C., レキー, F.A. (加川幸雄訳): マトリクスによる振動解析,
ブレイン図書出版 (1984)
- 52) 佐藤茂夫, 他2名: 自脱コンバインにおけるマイクロコンピュータの応用
クボタ技報, 18号, 34-46, (1985)
- 53) Schulze, K-H.: Kinematographische Untersuchung des Dreschvorganges
in einer Schlagleistentrommel
Grundl. Landtechnik Heft7 (1956) S113-120
- 54) 庄司英信, 他2名: 動力脱穀機の受網下における脱穀物分布に関する研究
農機誌, 16巻, 3, 4号, 127-132, 1955
- 55) 庄司英信, 他2名: 動力脱穀機の受網下における脱穀物分布に関する研究 (第2報)
農機誌, 19巻, 3号, 117-120, 1958
- 56) 庄司英信, 他1名: 動力脱穀機の受網下における脱穀物分布に関する研究 (第3報)
農機誌, 20巻, 4号, 167-170, 1959
- 57) 庄司英信, 他1名: 動力脱穀機の受網下における脱穀物分布に関する研究 (第4報)
農機誌, 24巻, 2号, 81-84, 1963
- 58) 庄司英信, 他1名: 高速度撮影による回転脱穀機の脱穀過程に関する一解析
農機誌, 19巻, 4号, 167-170, 1958
- 59) 庄司英信: 回転脱穀機の新こき胴に関する研究
農機誌, 21巻, 1号, 23-26, 1960
- 60) 塩見 弘: 信頼性概論, 東京電機大学出版局 1972
- 61) 田原虎次, 他4名: イネの材料力学的性質に関する研究
農機誌, 29巻, 3号, 137-142, 1967
- 62) 高橋利衛: 内燃機関の調速について (その1),
日機誌, 62巻, 483号, 565-582 (1959)
- 63) 高橋利衛: 内燃機関の調速について (その2),
日機誌, 62巻, 483号, 755-768 (1959)
- 64) 高畠雅哉: 自動脱穀機の脱粒機構解析のための実験について
京都大学農学部農業工学科農用作業機械学研究室 卒業論文, 1989
- 65) 竹島英材, 他3名: コンバインの車速自動制御の研究
クボタ技報, 6巻, 1号, 97-109, (1981)
- 66) 竹中利夫, 浦田暎三: 油圧制御 丸善 (1967)
- 67) 戸川隼人: 有限要素法による振動解析, サイエンス社 (1976)
- 68) 土屋功位: 上扱式自動送込脱穀機に関する研究
農機誌, 24巻, 2号, 85-89, (1963)
- 69) 土屋功位: 自動送込脱穀機の脱粒作用に関する研究
山形大学紀要 (農学) 第2巻, 第3号, 昭和32年2月 (1957)
- 70) 梅田重夫, 他4名: 穂刈式小型コンバインの性能に関する研究 (第1報)
農機誌, 28巻, 3号, 157-161, (1966)
- 71) 梅田重夫, 他3名: 穂刈式小型コンバインの性能に関する研究 (第2報)
農機誌, 28巻, 4号, 221-226, (1967)
- 72) 亘理 厚: 機械振動, 丸善, 1966
- 73) 山本明人: 自脱コンバインの現状と課題2-3脱穀部
農機誌, 49巻 3号, 265-270, (1987)